

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

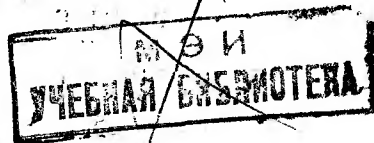
Т.Х.МАРГУЛОВА

профессор, доктор технических наук,
лауреат Государственной премии СССР

АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

ДОПУЩЕНО
МИНИСТЕРСТВОМ ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
В КАЧЕСТВЕ УЧЕБНИКА ДЛЯ СТУДЕНТОВ ВУЗОВ,
ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ
«АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И УСТАНОВКИ»



МОСКВА
«ВЫСШАЯ ШКОЛА»
1978

621.5

ББК 31.47

М25

УДК 621.311.25:621.039(075.8)

Рецензент — кафедра МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Маргулова Т. Х.

М 25 Атомные электрические станции: Учебник для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. школа, 1978. — 360 с. с ил.

В пер.: 1 р. 50 к.

В учебнике излагается теория тепловых электростанций применительно к установкам на ядерном топливе. В связи с этим рассматриваются вопросы как общие для любых тепловых электростанций, обычных и атомных, так и специфические, присущие только атомным электростанциям.

Учебник написан на основе обобщения большого литературного материала — отечественного и зарубежного, включая опубликованный за годы, прошедшие после второго издания.

Предназначается для студентов специальности «Атомные электростанции и установки», может быть использован инженерами, работающими в области проектирования, наладки и эксплуатации атомных электростанций.

М $\frac{30315-465}{001(01)-78}$ 92-78

П2.11
ББК31.47

Тереза
Христофоровна
Маргулова

АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

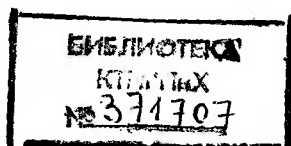
Редактор В. И. Петухова
Художник В. В. Шландин
Художественный редактор С. Г. Абелин
Технический редактор Э. М. Чижевский
Корректор Г. И. Кострикова

ИБ № 1083

Изд. № СТД-286. Сдано в набор 19.01.78. Под. к печати 15.09.78. Т-15557. Формат 70×100/16. Бум. тип. № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 29,25 усл. п. л. + 0,13 усл. п. л. вкл. Уч.-изд. л. 27,83+0,17 п. л. вкл. Тираж 15 000 экз. Зак. № 121. Цена 1 р. 50 к.

Издательство «Высшая школа», Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14

Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.



© Издательство «Высшая школа», 1974
© Издательство «Высшая школа», 1978, с изменениями

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	8
Введение	9
1. Распределение и потребление электрической и тепловой энергии	13
1.1. Энергетические системы	13
1.2. Графики электрических нагрузок	14
1.3. Участие АЭС в покрытии графиков электрических нагрузок	17
1.4. Графики тепловых нагрузок	19
2. Типы атомных электростанций и их основное технологическое оборудование	21
2.1. Типы атомных электростанций	21
2.2. Основное технологическое оборудование АЭС	24
3. Физико-химические процессы и материальные балансы в тепловой схеме АЭС	27
3.1. Физико-химические процессы в системе АЭС	27
3.2. Баланс теплоносителя и рабочего тела в тепловой схеме АЭС	34
4. Показатели тепловой и общей экономичности атомных электрических станций	39
4.1. Показатели тепловой экономичности конденсационных атомных электростанций	39
4.2. Показатели тепловой экономичности атомных теплоэлектроцентралей	51
4.3. Определение расхода ядерного горючего	52
4.4. Показатели общей экономичности	53
5. Регенеративный подогрев питательной воды	57
5.1. Основы регенеративного подогрева питательной воды	57
5.2. Расходные и энергетические балансы регенеративных схем	61
5.3. Оптимизация параметров регенеративных отборов	66
5.4. Схемы включения и конструктивное оформление регенеративных подогревателей	71
6. Деаэрационно-питательные установки	82
6.1. Состав и назначение деаэрационно-питательных установок	82
6.2. Организация дегазации воды в термических деаэраторах	84
6.3. Конструктивное оформление и параметры термических деаэраторов	86
6.4. Деаэрация конденсата в смешивающих подогревателях	96

VI.5.	Деаэраторные баки и схемы установки деаэраторов . . .	97
VI.6.	Тепловой и материальный балансы деаэраторов смешивающего типа	100
VI.7.	Питательные установки	102
VI.8.	Бездеаэраторные схемы АЭС	106
7.	Конденсационные установки	107
VII.1.	Задачи и основные элементы конденсационной установки	107
VII.2.	Выбор конечного давления пара	108
VII.3.	Отсос паровоздушной смеси	111
VII.4.	Деаэрация в конденсаторе	115
VII.5.	Методы борьбы с присосами охлаждающей воды в конденсаторах	118
VII.6.	Развитие современных конденсаторов	121
VII.7.	Выбор числа и производительности конденсатных и циркуляционных насосов	125
8.	Техническое водоснабжение	128
VIII.1.	Назначение системы технического водоснабжения	128
VIII.2.	Охлаждение конденсаторов турбин	131
VIII.3.	Прямоточная система водоснабжения	134
VIII.4.	Основы работы охладителей оборотных систем водоснабжения	136
VIII.5.	Основные типы охладительных устройств оборотных систем водоснабжения	138
VIII.6.	Охлаждение конденсаторов турбин в режимах полного обесточивания	147
VIII.7.	Определение общего расхода воды в системе технического водоснабжения	148
9.	Испарительные и теплофикационные установки	151
IX.1.	Назначение испарительных и теплофикационных установок	151
IX.2.	Конструкции испарительных установок; их тепловой баланс и водный режим	153
IX.3.	Схемы включения испарительных установок	161
IX.4.	Схемы теплоснабжения и теплофикационные установки	167
10.	Реакторные установки	174
X.1.	Состав реакторной установки	174
X.2.	Главный циркуляционный контур и пути развития реакторных установок	174
X.3.	Главный циркуляционный насос	185
X.4.	Обеспечение безопасности работы реакторных установок и их вспомогательные системы	190
X.5.	Водный режим реакторов	198
11.	Парогенераторные установки	206
XI.1.	Роль парогенераторных установок в системе атомной электростанции и выбор их параметров и конструкций	206
XI.2.	Водный режим парогенераторов и его нормирование	214
12.	Турбинные установки	218
XII.1.	Особенности турбинных установок на насыщенном паре	218
XII.2.	Конструктивные схемы турбин на насыщенном паре	220
XII.3.	Выбор разделительного давления и схемы включения промежуточных пароперегревателей	227
XII.4.	Некоторые особенности работы турбинной установки на радиоактивном паре	230
13.	Редукционные установки, трубопроводы и арматура	232
XIII.1.	Редукционные и редукционно-охладительные установки	232
XIII.2.	Трубопроводы атомной электростанции	235

XIII.3. Арматура трубопроводов	241
14. Генеральный план атомной электростанции	250
XIV.1. Выбор места строительства	250
XIV.2. Некоторые специфические требования к строительству атомных электростанций	251
XIV.3. Размещение сооружений на генеральном плане атомной электростанции	255
15. Вентиляционные установки	259
XV.1. Назначение вентиляционных установок атомных электростанций	259
XV.2. Основы проектирования специальной технологической вентиляции	260
XV.3. Примерная схема установок специальной технологической вентиляции	262
XV.4. Обеспечение допустимых температур воздуха в производственных помещениях	264
XV.5. Вентиляционные центры атомных электростанций и воздухо-воды	265
16. Дезактивационные установки	267
XVI.1. Назначение дезактивационных установок	267
XVI.2. Причины радиоактивных отложений в системах первого контура и методы периодического удаления этих отложений	268
XVI.3. Дезактивация жидких радиоактивных отходов	270
XVI.4. Дезактивация газообразных радиоактивных отходов	274
17. Организационная структура и обеспечение эксплуатации	278
XVII.1. Основные цехи атомной электростанции	278
XVII.2. Организация эксплуатации	279
XVII.3. Обеспечение радиационной безопасности	281
XVII.4. Основные эксплуатационные операции	284
XVII.5. Потребители собственного расхода на атомной электростанции и системы надежного питания	285
18. Тепловые схемы атомных электростанций и методика их расчета	288
XVIII.1. Состав и назначение принципиальной и развернутой тепловых схем атомных электростанций	288
XVIII.2. Тепловые схемы некоторых атомных электростанций с водным теплоносителем	289
XVIII.3. Схемы трубопроводов и развернутая тепловая схема	297
XVIII.4. Методика расчета тепловой схемы	303
19. Компоновка главного здания атомных электростанций с водным теплоносителем	309
XIX.1. Основные требования к компоновке главного здания	309
XIX.2. Компоновка машинного зала	312
XIX.3. Назначение и конструкции защитных оболочек реакторного и реакторно-парогенераторного цехов	321
XIX.4. Компоновка реакторного и реакторно-парогенераторного цехов	325
20. Атомные электростанции с газовым и жидкометаллическим теплоносителями	331
XX.1. Атомные электростанции с газовым теплоносителем	331
XX.2. Атомные электростанции с жидкометаллическим теплоносителем	342
Приложение. Пример расчета тепловой схемы АЭС	351

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий учебник написан на основе курса лекций, созданного автором для студентов специальности «Атомные электростанции и установки». Особенностью его является изложение теории тепловых электростанций применительно только к АЭС, что делает курс методически более стройным. Высокая оценка учебника, выразившаяся в присуждении Государственной премии СССР первому изданию и Почетного диплома ВДНХ второму изданию, отзывы научно-технической общественности и педагогов вузов побудили сохранить в данном издании прежнее общее методическое построение и изложение теоретической части курса. Наряду с этим за счет удаления устаревших данных в третье издание внесены новые материалы, отвечающие современному уровню развития атомной энергетики.

Как и в предыдущих изданиях, основное содержание курса излагается применительно к атомным электростанциям с водным теплоносителем — прошедшие годы подтвердили их ведущее положение в настоящее время и в ближайшем будущем.

Кроме основного автора в работе над рукописью приняли участие канд. техн. наук Г. Н. Морозов (§ V.1—V.3, IX.4, XVIII.3—XVIII.4) и канд. техн. наук В. М. Зорин (приложение). Глава IV написана ими совместно.

Автор благодарит кандидатов технических наук В. П. Татарникова и М. А. Альтшуллера за помощь в работе, а также рецензента рукописи третьего издания — кафедру МВТУ им. Н. Э. Баумана (зав. кафедрой — академик Н. А. Доллежал).

Замечания и пожелания по книге просьба направлять по адресу: Москва, К-51, Неглинная ул, д. 29/14, издательство «Высшая школа».

Автор

ВВЕДЕНИЕ

Развитие энергетики имеет решающее значение для всего народного хозяйства. В. И. Ленин придавал огромное значение развитию электрификации. Разработанный по его прямому указанию план ГОЭЛРО был назван им «второй программой партии». В еще большей степени значимость развития энергетики нашла свое отражение в его крылатой фразе «Коммунизм — это есть Советская власть плюс электрификация всей страны». Осуществленный с большим перевыполнением план ГОЭЛРО дал мощный толчок развитию всей промышленности СССР. Сопоставление развития энергетики СССР и передовых капиталистических стран (рис. В.1), составленное по данным ООН, наглядно свидетельствует о преимуществах социалистической системы хозяйства и успехах СССР, достигнутых в энергетическом строительстве.

Развитие энергетики СССР характеризуется весьма быстрыми темпами (рис. В.2).

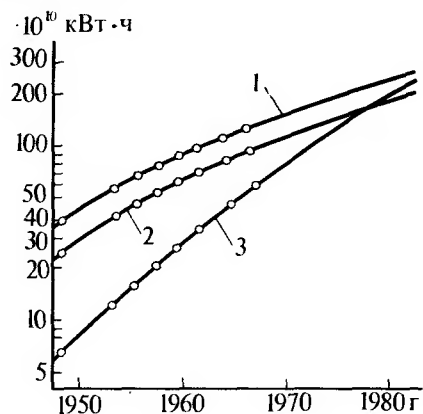


Рис. В.1. Годовое производство электроэнергии с 1948 г.:

- 1 — США;
- 2 — Европа (без СССР);
- 3 — СССР

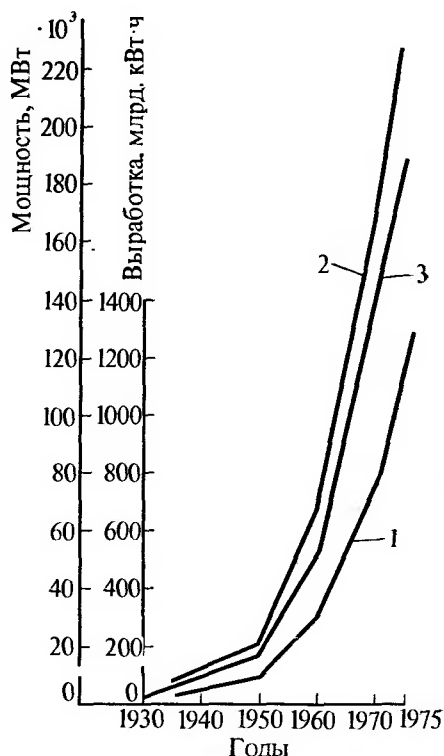


Рис. В.2. Выработка электроэнергии (1) и установленная мощность на электростанциях СССР общая (2) и на тепловых электростанциях (3)

Так, за десятилетие 1960—1970 гг. общая установленная мощность увеличилась с $66,7 \cdot 10^3$ до $166,5 \cdot 10^3$ МВт, т. е. в 2,5 раза, причем по тепловым электростанциям в 2,6 раза, а по гидроэлектростанциям — в 2 раза. К началу текущей, десятой пятилетки общая мощность электростанций СССР составила 218 млн. кВт. В соответствии с решениями XXIV съезда КПСС по девятой пятилетке в 1975 г. был превзойден триллионный рубеж по годовой выработке электроэнергии.

За отдельными исключениями (например, Швейцария, Норвегия), страны мира развивают энергетику в основном за счет тепловых электростанций на органическом топливе. Такое положение характерно и для энергетики СССР. Так, из рис. В.2 видно, что в 1970—1975 гг. более 80% установленной мощности приходилось на долю тепловых электростанций. Доминирующее положение тепловых электростанций сохранится и в текущем пятилетии, причем существенный рост мощности тепловых электростанций приходится на атомные. Так, из 67—70 млн. кВт, которые предстоит ввести в действие в десятой пятилетке в соответствии с решениями XXV съезда КПСС, 13—15 млн. кВт приходится на долю атомных электростанций.

Ограниченность запасов органических топлив и необходимость высвобождения нефти и газа для использования в качестве сырья для химической промышленности входят в противоречие с необходимым развитием производства электроэнергии. Разрешение этого противоречия возможно только за счет атомной энергетики.

К настоящему времени атомная энергетика имеет значительные достижения. Ко времени первой Международной Женевской конференции по мирному использованию атомной энергии (1955) работала только одна атомная электростанция мощностью 5 МВт — первая в мире, пущенная в СССР в июне 1954 г. Опыт пуска и работы этой станции показал реальность использования атомной энергии для промышленного производства электроэнергии. Однако из большого числа возможных типов атомных электростанций невозможно было сделать выбор наиболее перспективных из-за отсутствия опыта их работы. В связи с этим наиболее передовые индустриальные державы приступили к проектированию и строительству атомных электростанций (АЭС) различных типов в порядке промышленного эксперимента. Ко времени второй Женевской конференции по мирному использованию атомной энергии в 1958 г. мощность работающих электростанций достигла 185 МВт. Это были уже станции промышленных мощностей, но стоимость строительства этих электростанций и себестоимость вырабатываемой ими электроэнергии существенно превышали соответствующие показатели для тепловых электростанций на самых дорогих органических топливах.

Опыт эксплуатации и дальнейшие работы по совершенствованию оборудования и схем атомных электростанций способствовали тому, что в 1964 г., ко времени третьей Международной Женевской конференции, суммарная мощность атомных электростанций составила 5000 МВт, т. е. за десять лет она выросла в 1000 раз. Главный итог развития атомной энергетики к этому времени заключался в том, что тепловые электростанции на ядерном топливе стали конкурентоспособными с пылеугольными тепловыми электростанциями. С этого времени атомная энергетика начинает вносить ощутимый вклад в общее производство электроэнергии. Интенсивное развитие атомной энергетики наглядно видно из рис. В.3 суммарно для всех АЭС мира и из рис. В.4 для ведущих капиталистических стран.

К 1975 г. атомные электростанции имели 19 стран мира. Общая мощность атомных станций мира достигла 78 000 МВт. 1970 год можно считать определенным рубежом в интенсивности развития атомной энергетики (см. рис. В.3). В настоящее время АЭС строят еще в 12 странах мира, а проектирование их начали многие развивающиеся страны.

Рис. В.3. Рост суммарной мощности АЭС мира

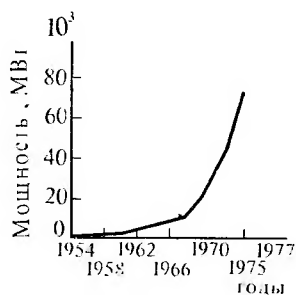
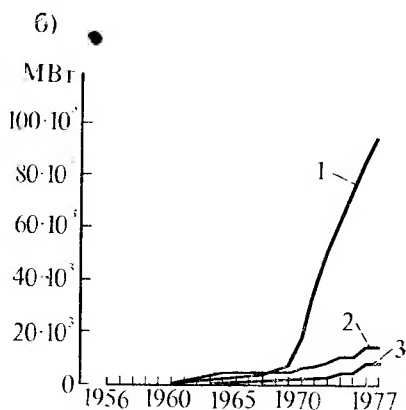
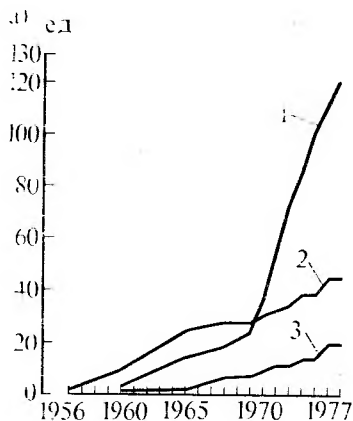


Рис. В.4. Рост числа (а) и суммарной мощности (б) энергетических реакторов некоторых зарубежных стран: США (1); Англии (2); ФРГ (3)



Значительное развитие атомной энергетики характерно и для СССР. Предполагаемое территориальное размещение атомной энергетики в СССР связывается со значительной неравномерностью распределения энергетических ресурсов по территории страны. Так, около 85% гидроэнергетических ресурсов, причем экономически наиболее эффективных, находится в Сибири, Средней Азии и на Дальнем Востоке. В Сибири и Средней Азии сосредоточены также основные (около 80%) угольные месторождения, причем многие из них с неглубоким залеганием пластов, благоприятным для дешевых открытых разработок. Между тем европейская часть СССР потребляет около 75% электроэнергии. На ближайшую перспективу такое положение сохранится, поэтому в текущем десятилетии именно в европейской части СССР будут сооружаться атомные электростанции, причем доля их участия в наращивании мощностей будет все время увеличиваться — до 40—50% от общего ввода к концу текущего десятилетия. В результате мощность АЭС на европейской части СССР в несколько раз превысит суммарную мощность всех гидроэлектростанций этой части страны.

Определились также основные типы атомных электростанций. Для условий СССР основной ввод мощностей АЭС будет связан с реакторами на тепловых нейтронах с водным теплоносителем и лишь небольшая доля мощностей (около 5%) будет введена на жидкометаллическом теплоносителе для реакторов на быстрых нейтронах.

Реакторы с водным теплоносителем имеют наибольшее распространение во всем мире (рис. В.5) как по числу реакторов, так и в еще большей мере по суммарным мощностям. Так, в США доля реакторов с водным теплоносителем составляет 99% (по мощности). Это объясняется наибольшей простотой и отработанностью инженерных решений для таких реакторов, в ре-

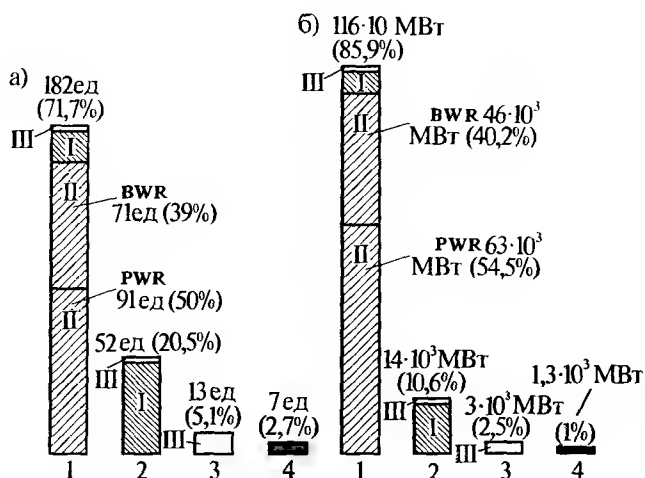


Рис. В.5. Распределение числа (а) и суммарной мощности (б) АЭС мира в 1970 г. по типам реакторов для действующих, строящихся и заказанных станций:

теплоносители:

- 1 — легкая вода;
- 2 — газ;
- 3 — тяжелая вода;
- 4 — натрий;

замедлители:

- I — графит;
- II — легкая вода;
- III — тяжелая вода

зультате чего стоимости установленного киловатта на тепловых электростанциях с органическим и ядерным топливом сближаются. В наибольшей степени такая тенденция проявляется для больших единичных мощностей реакторов.

Укрупнение единичных агрегатов благоприятно также с точки зрения удешевления монтажа станций и ускорения ввода энергетических мощностей. Таково же влияние единичной мощности электростанций, в отношении которой атомные электростанции имеют определенные преимущества перед тепловыми электростанциями на органическом топливе. В последнем случае в связи с загрязнением воздушного бассейна окислами серы и азота, золой и т. п. предельная мощность тепловой станции ограничивается 2—4 млн. кВт (в зависимости от вида топлива); для атомных электростанций по условиям загрязнения воздушного бассейна нет ограничения предельной мощности.

Обычные тепловые электростанции стремятся расположить вблизи места добычи органического топлива, особенно если речь идет о твердом топливе. Это часто входит в противоречие со стремлением поместить станцию в центре электрических нагрузок. Для атомной электростанции стоимость доставки топлива весьма мала, поэтому нет препятствий для расположения АЭС в центре электрических нагрузок, которые ей надлежит покрывать, уточняя выбор места лишь с точки зрения требований к строительной площадке АЭС. В этом также проявляются преимущества атомных электростанций по сравнению с тепловыми на органическом топливе.

Развитие атомной энергетики (совершенствование оборудования и переход к серийному его производству) будет способствовать дальнейшему удешевлению вырабатываемой электроэнергии и повышению ее конкурентоспособности по сравнению с обычными тепловыми электростанциями не только для дорогостоящих топлив.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ И ПОТРЕБЛЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

1.1. Энергетические системы

Основное назначение электрических станций — снабжение электроэнергией промышленных предприятий, сельскохозяйственного производства, электрифицированного транспорта и населения. Тепловые электростанции наряду с этим обеспечивают паром и горячей водой предприятия и жилые здания.

Особенность работы электрических станций — практическое совпадение количества отпускаемой и производимой электроэнергии, так как существующие в настоящее время типы аккумуляторов весьма дороги и малоэффективны. Их используют для специальных целей (в основном для обеспечения мероприятий по безопасности персонала и сохранности оборудования) при перерывах в электроснабжении. Аккумулирование тепла для технологических потребностей также практически не осуществляется.

Неразрывность производства и потребления энергии предъявляет весьма высокие требования к надежности работы электрических станций, так как перебои в снабжении электроэнергией и теплом отражаются не только на экономических показателях самой станции, но и на показателях обслуживаемых ею промышленных предприятий и транспорта. Для обеспечения бесперебойности электроснабжения и уменьшения резерва электрогенерирующих мощностей отдельные электрические станции объединяются в *энергетические системы*. Такое объединение позволяет наиболее рационально использовать специфические особенности различных типов электростанций. Например, в паводковый период необходимо максимально загружать гидроэлектростанции. Станции с высоким к.п.д., так же как и работающие на дешевом топливе, целесообразно использовать более полно. И наоборот, электростанции с большими затратами на топливо лучше использовать менее продолжительное время. Атомные электростанции относятся к числу станций с большими капиталовложениями и относительно малой величиной топливной составляющей в общей стоимости электроэнергии, поэтому их предпочтительнее загружать возможно полнее.

Еще более высокая ступень научно-технического развития энергетики — объединение отдельных энергетических систем. Одна из крупнейших в мире — Объединенная энергетическая система Центра СССР. Вместе с объединенными системами Северо-Запада европейской части СССР, Юга европейской части, Средней Волги, Урала, Северного Кавказа, Закавказья и Казахстана она соединена межсистемными связями в единую электрическую энергетическую систему (ЕЭЭС) европейской части СССР. ЕЭЭС соединена также с энергетическими системами социалистических стран Европы.

После объединения ЕЭЭС европейской части с еще тремя объединенными энергетическими системами (Сибири, Средней Азии и Востока) будет завершено формирование Единой электрической энергетической системы СССР (ЕЭЭС СССР).

Межсистемные связи позволяют, учитывая географические координаты, передавать в европейскую часть СССР электрическую энергию из восточных районов страны и тем самым более полно использовать колоссальные энергетические ресурсы Сибири и Средней Азии. Однако, давая значительные преимущества, такие объединения вместе с тем предъявляют и более высокие требования к надежности эксплуатации оборудования, работающего в общем кольце.

В отдельных случаях электрическая станция может работать не в кольце, а самостоятельно. Эти станции обычно используют для энергоснабжения небольшой группы предприятий и населенных пунктов, расположенных в удаленных малонаселенных районах со слабо развитой промышленностью. Поскольку в таких районах обычно недостаточно развиты транспортные сети, то здесь целесообразно сооружение атомных электростанций, не требующих круглогодичной доставки большого количества топлива.

Таким образом, основная задача электрической станции — обеспечивать электрическую нагрузку района или участвовать в покрытии этой нагрузки совместно с другими станциями, объединенными с ней в энергетическую систему.

1.2. Графики электрических нагрузок

Условия работы энергетической системы и входящих в ее состав электростанций определяются режимом электро- и теплотребления обслуживаемого ими района. Они характеризуются соответствующими *графиками нагрузок* — суточными, недельными, годовыми. Основной график нагрузки — *суточный*. Электропотребление в течение суток резко меняется в относительно короткие промежутки времени, измеряемые часами и даже минутами, поэтому покрытие этого графика — наиболее сложная задача. Несколько проще покрытие недельной неравномерности, где основная трудность связана с неизбежным массовым остановом агрегатов в субботние и воскресные дни. Наименее сложна задача покрытия годовой неравномерности электро- и теплотребления.

Суточный график отчетливо подразделяется на постоянную и переменную части: первая отвечает минимальной нагрузке; вторая представляет собой всю площадь графика, расположенную выше минимальной нагрузки. Чем меньше переменная часть, тем больше плотность графика β . Это понятие, иногда заменяемое термином «коэффициент заполнения графика», характеризует отношение средней планиметрической нагрузки к максимальному ее значению для данного графика. Различают суточную $\beta_{\text{сут}}$ и недельную $\beta_{\text{нед}}$ плотности графика.

Плотности суточных графиков электропотребления зависят от ряда обстоятельств и различны для разных районов страны. Наибольшая неравномерность электрических нагрузок характерна для европейской части СССР, так как в силу недостатка энергетических ресурсов в этом районе располагают неэнергоемкие предприятия, но наряду с этим высокая плотность населения приводит к большой доле коммунально-бытовой нагрузки, для которой характерна наибольшая неравномерность в течение суток. Это отчетливо видно из рис. 1.1, на котором для Центра европейской части СССР приведены нагрузки в процентах от максимальной зимней. Наименьшие величины коммунально-бытовой нагрузки характерны для периода от 23 до 4 ч (около 30% от максимума). В пределах суток кроме вечернего максимума (в 18 ч) имеется еще один — утренний (в 8 ч), однако существенно меньший. Коммунально-бытовая нагрузка зависит и от времени года. Летом от-

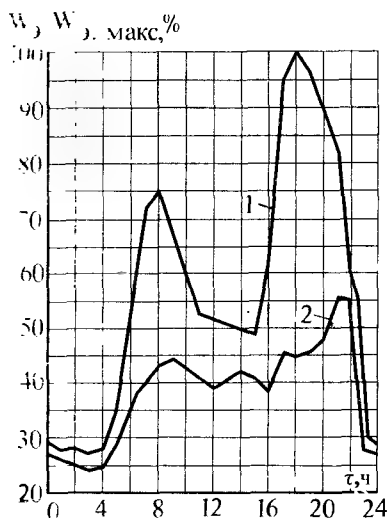


Рис. 1.1. Суточный график коммунально-бытовой нагрузки для условий Центра европейской части СССР:

1 — зима (XII);
2 — лето (VII)

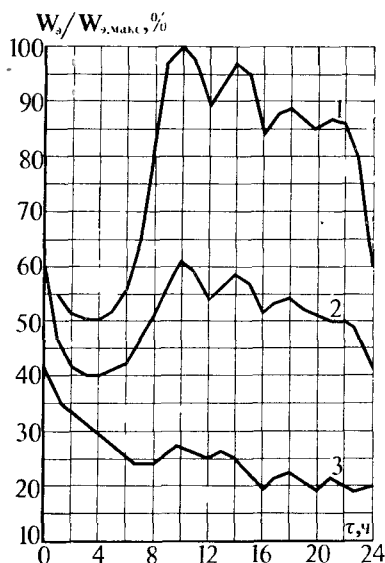


Рис. 1.2. Суточный график промышленной нагрузки для условий Центра европейской части СССР:

1 — рабочий день;
2 — суббота;
3 — воскресенье

личие утреннего пика нагрузки от вечернего меньше, чем зимой, а время, характерное для вечернего максимума, смещается на более позднее.

Суточный график промышленной нагрузки строят отдельно от коммунально-бытовой. Он мало различается по временам года — летом наблюдается лишь небольшое снижение нагрузки, связанное с ремонтом оборудования. В течение суток изменение промышленной нагрузки тоже менее значительно (рис. 1.2). График построен для 41-часовой рабочей недели в условиях восьмичасового рабочего и двух выходных дней. При этом характерно резкое изменение нагрузки в субботные (до 40%) и особенно в воскресные дни (до 20%). Характерно также некоторое снижение промышленной нагрузки в 12 и 16 ч, связанное с обеденными перерывами для первой и второй смен работы.

На основе графиков коммунально-бытовой и промышленной нагрузок строят совмещенные графики по месяцам года. Совместное рассмотрение графиков рис. 1.1 и 1.2 показывает, что наибольшая нагрузка отвечает 18 ч вечера и по величине определяется зимними условиями.

Для построения суточного графика электрической станции или электрической системы района необходимо также учесть потребление энергии электрифицированным транспортом, потери электроэнергии в системе и расход на собственные нужды, что не меняет характера зависимости и лишь увеличивает величину максимума. Наиболее полный суммарный суточный график электрической нагрузки представлен на рис. 1.3. Кроме всех видов потребления электроэнергии на этом графике нанесены также предварительно оцененные в зависимости от общей необходимой мощности потери электроэнергии, связанные с передачей ее от электростанции до потребителей, а также расходы электроэнергии на собственные нужды. Такой график, составленный для зимнего времени, определяет необходимую мощность станции для обеспечения всех потребителей электроэнергии, если станция рабо-

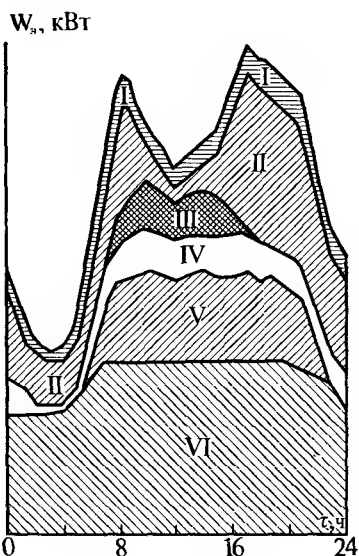


Рис. 1.3. Полный суточный суммарный график электрической нагрузки:

- I — потери и собственные нужды станции;
- II — коммунально-бытовая нагрузка;
- III — односменные промышленные предприятия;
- IV — электрифицированный транспорт;
- V — двухсменные промышленные предприятия;
- VI — трехсменные промышленные предприятия

тает изолированно. Если же электростанции работают в системе, то суточный график электрической нагрузки должен строиться для всего района, обслуживаемого этой системой, а нагрузка каждой отдельной станции зависит от распределения необходимой мощности между станциями, входящими в систему.

Переменность электрической нагрузки во времени заставляет выбирать мощность станции (или системы) по максимуму нагрузки в зимнее время. Это означает, что остальное время оборудование используется не полностью. Наиболее благоприятным был бы график электрической нагрузки, мало изменяющийся в течение суток. Из рис. 1.3 видно, что это относится к предприятиям, работающим в три смены. Предприятия, работающие в две смены и в еще большей мере односменные, вносят значительные изменения в величину нагрузки в течение суток. Неравномерность электрической нагрузки усугубляется характеристикой коммунально-бытового потребления электроэнергии. Поэтому плотность графика как для единичной станции, так и для системы тем больше, чем больше доля промышленной нагрузки. Переход предприятий на пятидневную рабочую неделю привел к большему уплотнению графиков электрической нагрузки в рабочие дни (увеличение продолжительности рабочего времени) с резким снижением электрической нагрузки в субботу, воскресенье и праздничные дни, что может потребовать останова ряда даже крупных энергетических агрегатов. С другой стороны, это позволяет энергетическим системам проводить в эти два дня профилактические ремонты оборудования и тем самым повышать надежность его работы.

Объединение электростанций в систему позволяет увеличивать плотность графика для отдельных станций. Для правильного распределения нагрузки между отдельными станциями, входящими в энергетическую систему, для соответствующего района строят суточные графики электрической нагрузки для всех времен года. На основании этих данных создают графики суточных максимальных нагрузок и *годовой график продолжительности электрических нагрузок* (рис. 1.4). Этот график характеризует число часов в году τ_i , в течение которых нагрузка энергосистемы равна некоторой величине $W_{эi}$.

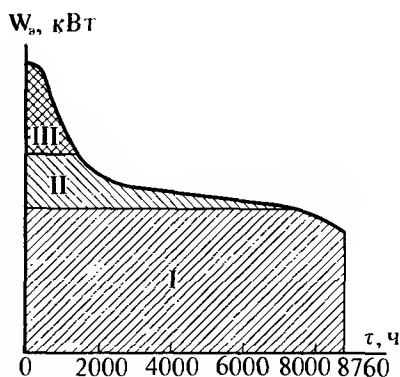


Рис. 1.4. Годовой график электрических нагрузок по продолжительности:

- I — базовая;
- II — промежуточная;
- III — пиковая

Для построения графиков электрической нагрузки по продолжительности ломаная линия суточного изменения нагрузок заменяется ступенчатой. Площадь, очерчиваемая кривой $W_{\text{э}} = f(\tau)$, соответствует годовому потреблению электроэнергии в системе $\mathcal{E}_{\text{год}}$ (кВт·ч). Отношение $\tau_{\text{макс}} = \mathcal{E}_{\text{год}} / W_{\text{э-макс}}$ называют числом часов использования максимума электрической нагрузки в энергосистеме или районе.

1.3. Участие АЭС в покрытии графиков электрических нагрузок

Нагрузку, характерную для наибольшего числа часов работы, называют *базовой*; для наименьшего — *пиковой*. Обычно в покрытии годового графика нагрузки системы участвуют агрегаты и станции разной экономичности. Распределяют суммарную нагрузку по отдельным станциям (агрегатам) так, чтобы обеспечить наиболее экономичную работу системы в целом. Этого можно достичь, если станции, имеющие меньшие издержки на топливо и эксплуатационные расходы, будут загружаться большее число часов в году, а станции с большими издержками на топливо и эксплуатационными расходами — меньшее. Станции, работающие с наибольшей возможной нагрузкой значительную часть года и тем самым участвующие в покрытии нижней части графика продолжительности нагрузки, называют базовыми, используемые только в течение части года для покрытия пиковой нагрузки — пиковыми. Кроме того, в системе имеется ряд электростанций, несущих промежуточную нагрузку между базовой и пиковой.

В настоящее время атомные электрические станции строят в основном в районах дорогого органического топлива. Стоимость ядерного горючего, рассчитанная на 1 кВт·ч вырабатываемой электроэнергии, меньше, чем органического топлива. Поэтому атомные электростанции, работающие в системе, целесообразно рассматривать в основном как базовые. Однако в часы значительного уменьшения электропотребления, особенно если продолжительность такого режима невелика (ночной «провал» нагрузки) и полная остановка части оборудования нецелесообразна, АЭС должны допускать частичную разгрузку для улучшения режимов работы других электростанций. Последнее необходимо, например, для мощных блоков, работающих на органическом топливе, поскольку снижение их нагрузки до 60—70% связано с техническими трудностями.

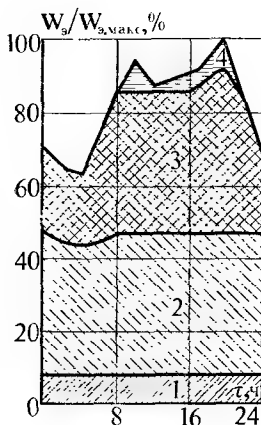


Рис. 1.5. Суточный график электрической нагрузки европейской части СССР на ближайшую перспективу и возможности его покрытия:

- | | |
|--|---------------------------------|
| 1 — дальняя электропередача от мощных ГЭС и ТЭС с востока; | 3 — ТЭС и ТЭЦ; |
| 2 — АЭС; | 4 — регулирующие электростанции |

На рис. 1.5 представлен суточный график электрической нагрузки европейской части СССР на ближайшую перспективу. Значительный ночной провал нагрузки, отчетливо видный на рисунке, не может быть пройден только за счет гидроэлектростанций (ГЭС) и тепловых электростанций на органическом топливе (ТЭС). Существенное увеличение мощностей АЭС в ближайшей перспективе потребует их участия в регулировании нагрузки. Безусловно, должна быть обеспечена работа в базисном режиме для АЭС с реакторами на быстрых нейтронах. Это объясняется тем, что такие реакторы являются нарабатчиками плутония, а также наибольшей стоимостью их оборудования. Что же касается АЭС на тепловых нейтронах, то именно на них должно быть возложено участие в регулировании нагрузки и в тем большей степени, чем большей будет доля АЭС на быстрых нейтронах. Так как в отдаленной перспективе соотношение АЭС на тепловых и на быстрых нейтронах постепенно будет изменяться в пользу последних, то уже в настоящее время к оборудованию АЭС на тепловых нейтронах должны предъявляться требования возможности снижения нагрузки на 20—30% и даже непродолжительного останова со значительной скоростью набора нагрузки.

В качестве пиковых могут сооружаться электростанции, специально предназначенные для этой цели. Они должны располагаться вблизи потребителей и быть приспособлены для частого пуска и останова. Тепловая экономичность пиковых электростанций обычно ниже, чем у базовых, что не столь существенно из-за сравнительно небольшой выработки ими электроэнергии, но это позволяет снизить стоимость их строительства.

Для покрытия пиковых нагрузок могут использоваться газотурбинные установки (ГТУ), регулирующие гидроэлектростанции, особенно гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС), которые не только покрывают пики нагрузки, но и позволяют выравнивать электрическую нагрузку за счет работы в насосном режиме в период «провала» нагрузки. Для покрытия пиковых нагрузок могут использоваться также электростанции на дорогом органическом топливе или с устаревшим оборудованием.

Одна из основных характеристик электростанции — ее установленная мощность, определяемая как сумма номинальных мощностей электрогенераторов. Номинальная мощность генератора — это наибольшая мощность, при которой он может работать длительное время в режимах, оговоренных техническими условиями.

Для оценки напряженности и качества работы электростанции и ее основного оборудования пользуются коэффициентом $\mu_{уст}$ использования установленной мощности станции. Этот коэффициент представляет собой отношение количества выработанной электроэнергии в течение года $\mathcal{E}_{год}$ к тому количеству, которое могло быть выработано за тот же период при работе станции с установленной мощностью:

$$\mu_{уст} = \mathcal{E}_{год} / (W_{э.уст} \tau_{год}), \quad (1.1)$$

где $\tau_{год} = 8760$ — число часов в году.

Работа станции может также характеризоваться годовым числом часов использования установленной мощности

$$\tau_{уст} = \mathcal{E}_{год} / W_{э.уст}. \quad (1.2)$$

Из сравнения (1.1) и (1.2) видно, что коэффициент использования установленной мощности и число часов использования установленной мощности связаны между собой соотношением

$$\mu_{уст} = \tau_{уст} / 8760. \quad (1.3)$$

Число часов использования установленной мощности зависит от того, в каком режиме работает станция, т. е. является ли она базовой, пиковой или несет промежуточную нагрузку. Для станций, работающих с базовой нагрузкой, число часов использования установленной мощности составляет обычно 6000—7000, в то время как в среднем оно около 5500 ч/год, а для специальных пиковых агрегатов может быть 2000 ч/год и менее.

1.4. Графики тепловых нагрузок

Тепловые электрические станции подразделяют на конденсационные (КЭС), отпускающие только электроэнергию, и теплофикационные (ТЭЦ), снабжающие предприятия и население также и теплом. Это находит отражение прежде всего в выборе оборудования машинного зала, в котором устанавливают либо конденсационные паровые турбины, либо (или кроме них) теплофикационные. Реже вместо теплофикационных турбин устанавливают турбины с противодавлением.

Наиболее равномерна в течение года промышленная тепловая нагрузка. Однако она меняется в течение суток в зависимости от характера загрузки предприятий (рис. 1.6). Отопительная тепловая нагрузка существенно зависит не только от времени года, но и от температуры наружного воздуха в отопительный период (рис. 1.7).

Горячее водоснабжение летом несколько меньше, чем зимой, но в основном оно зависит не от времени года, а от дней недели (увеличение в предпраздничные дни) и меняется также в течение суток аналогично коммунально-бытовой электрической нагрузке. График суммарной тепловой нагрузки по продолжительности для отопления и бытового горячего водоснабжения (рис. 1.8) построен аналогично годовому графику по продолжительности для электрической нагрузки, а площадь под кривой $Q_{от.быт} = f(\tau)$ соответствует годовому потреблению тепла на отопление и бытовое горячее водоснабжение $Q_{год.от.быт}$. Число часов использования максимума этой нагрузки

$$\tau_{от.быт.макс} = Q_{год.от.быт} / Q_{от.быт.макс}. \quad (1.4)$$

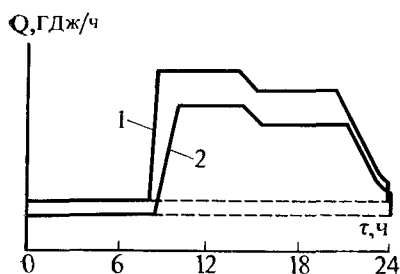


Рис. I.6. Суточный график теплотребования промышленных предприятий, работающих в две смены:

1 — зима;
2 — лето

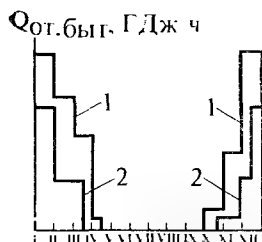


Рис. I.7. Годовой график тепловой отопительной нагрузки по месяцам:

1 — максимальные значения;
2 — минимальные значения

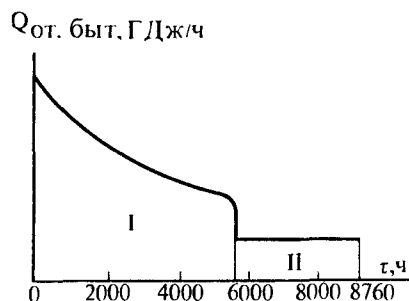


Рис. I.8. Годовой график тепловой нагрузки по продолжительности для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения:

I — отопительный период;
II — только горячее водоснабжение

Обычно $2500 \text{ ч} < \tau_{\text{от.быт.макс}} < 4000 \text{ ч}$, т. е. всегда меньше, чем для электрической нагрузки.

Для промышленной нагрузки также может быть построен график потребления по продолжительности и определено число часов использования максимума производственной тепловой нагрузки:

$$\tau_{\text{произ. макс}} = Q_{\text{год. произ}} / Q_{\text{произ. макс}} ; \quad (\text{I.5})$$

величина ее достигает 6000 ч.

ТИПЫ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И ИХ ОСНОВНОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

11.1. Типы атомных электростанций

В настоящее время атомные станции работают как *конденсационные*. Иногда их называют также атомными ГРЭС*. Атомные станции, предназначенные для отпуска не только электроэнергии, но и тепла, называются *атомными теплоэлектроцентралями* (АТЭЦ). Пока разрабатываются лишь их проекты.

В системе любой тепловой электростанции различают *теплоноситель* и *рабочее тело*. Для атомных станций рабочим телом (средой, совершающей работу, преобразующую тепловую энергию в механическую), так же как и для современных мощных тепловых станций на органическом топливе, является водяной пар**.

Требования к чистоте рабочего тела настолько высоки, что могут быть удовлетворены с экономически приемлемыми показателями только при конденсации всего пара и возврате конденсата в цикл. Поэтому контур рабочего тела для конденсационных тепловых электростанций всегда замкнут и добавочная вода поступает в него лишь в небольших количествах для восполнения утечек и некоторых других потерь конденсата. То же относится и к теплоэлектроцентралям, за исключением тех, на которых установлены турбины с противодавлением. В этом случае пар после турбины может поступать для производственных нужд, где иногда используется безвозвратно. Контур рабочего тела оказывается разомкнутым, и расход его должен полностью восполняться за счет работы водоочистительной установки. Однако такие условия для АЭС не характерны.

Назначение теплоносителя — отводить тепло, выделившееся в реакторе при высвобождении внутриядерной энергии. Для предотвращения любых отложений на тепловыделяющих элементах необходима весьма высокая чистота теплоносителя, поэтому для него также необходим замкнутый контур. Однако существует более серьезная причина, из-за которой контур теплоносителя всегда делают замкнутым: в результате прохода через реактор теплоноситель активизируется и его протечки, не говоря уже о полном сбросе (разомкнутый цикл), могли бы создать серьезную радиационную опасность. Поэтому основная классификация атомных станций зависит от числа контуров на ней. Выделяют АЭС *одноконтурные*, *двухконтурные*, *неполностью двухконтурные* и *трехконтурные*. Если контуры теплоносителя и рабочего тела совпадают, то такую АЭС

* ГРЭС — Государственная районная электрическая станция — наименование мощных тепловых электростанций, обслуживающих крупные промышленно-жилые районы.

** Исключение составляют газотурбинные установки, пока не используемые на АЭС (см. гл. XX).

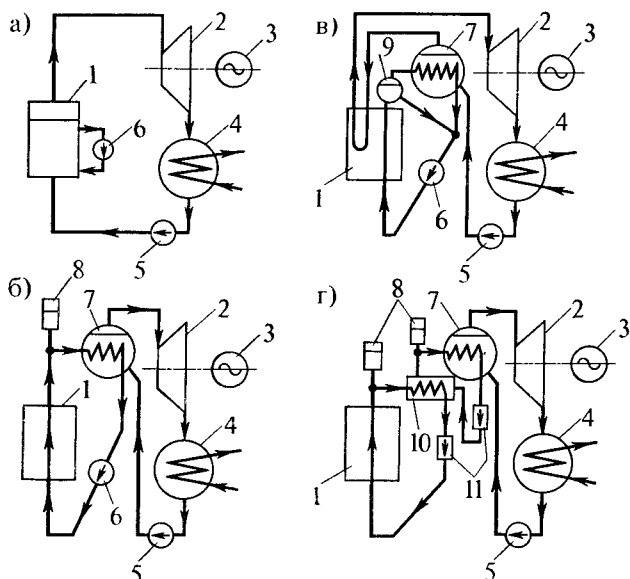


Рис. II.1. Классификация атомных электростанций в зависимости от числа контуров:

а — одноконтурные; *б* — двухконтурные; *в* — неполностью двухконтурные; *г* — трехконтурные;

1 — реактор;

2 — паровая турбина;

3 — электрический генератор;

4 — конденсатор;

5 — питательный насос;

6 — циркуляционный насос;

7 — парогенератор;

8 — компенсатор объема;

9 — барабан-сепаратор;

10 — промежуточный теплообменник;

11 — жидкометаллический насос

называют одноконтурной (рис. II.1, *а*). В реакторе происходит парообразование, пар направляется в турбину, где, расширяясь, производит работу, превращаемую в генераторе в электроэнергию. После конденсации всего пара в конденсаторе конденсат насосом подается снова в реактор. Таким образом, контур рабочего тела является одновременно контуром теплоносителя, а иногда и замедлителя, и оказывается замкнутым. Реактор может работать как с естественной, так и с принудительной циркуляцией теплоносителя по дополнительному внутреннему контуру реактора, на котором установлен соответствующий насос.

Как следует из рисунка, в одноконтурных схемах все оборудование работает в радиационно-активных условиях, что осложняет его эксплуатацию. Однако большим преимуществом таких схем является их простота и большая экономичность по сравнению с двухконтурными, так как параметры пара перед турбиной и в реакторе отличаются лишь на величину потерь в паропроводах.

Если контуры теплоносителя и рабочего тела разделены, то такую АЭС называют двухконтурной (рис. II.1, *б*). Соответственно контур теплоносителя называют *первым*, а контур рабочего тела — *вторым*. В таких схемах реактор охлаждается теплоносителем, прокачиваемым через него и парогенератор циркуляционным насосом. Образованный таким образом контур теплоносителя является радиоактивным, но он включает в себя не все оборудование станции, а лишь его часть. Если парообразование теплоносителя в реакторе отсутствует, то в систему первого контура вводится компенсатор объема, так как объем теплоносителя зависит от его температуры, изменяющейся в процессе работы. Пар из парогенератора поступает в турбину,

затем в конденсатор, а конденсат из него насосом подается в парогенератор. Образованный таким образом второй контур включает оборудование, работающее в отсутствие радиационной активности; это упрощает эксплуатацию станции. На двухконтурной станции обязательна парогенерирующая установка — элемент, разделяющий оба контура, поэтому она в равной степени принадлежит как первому, так и второму. Передача тепла через поверхность нагрева требует перепада температур между теплоносителем и кипящей водой в парогенераторе. Для водного теплоносителя это требует поддержания в первом контуре более высокого давления, чем давление пара, подаваемого на турбину. Стремление избежать в первом контуре закипания теплоносителя в каналах реактора приводит к необходимости иметь здесь давление, существенно превышающее давление во втором контуре. Соответственно тепловая экономичность такой станции всегда меньше, чем одноконтурной с тем же давлением в реакторе.

Первоначально предполагалось, что двухконтурная АЭС будет существенно отличаться от одноконтурной по капиталовложениям. Однако выяснившаяся необходимость выполнения всех регенеративных подогревателей из аустенитных нержавеющей сталей для уменьшения концентраций продуктов коррозии в питательной воде привела к тому, что по такому важному показателю, как стоимость установленного киловатта мощности, одноконтурные станции практически не имеют преимуществ перед двухконтурными.

В качестве теплоносителя в схеме АЭС, показанной на рис. II.1, б, могут быть использованы также и какие-либо органические жидкости или газы. Газовый теплоноситель прокачивается через реактор и парогенератор газодувкой, играющей ту же роль, что и циркуляционный насос. В отличие от водного для органических и газовых теплоносителей давление в первом контуре может быть ниже, чем во втором.

Атомная станция может работать как неполностью двухконтурная, или частично двухконтурная (рис. II.1, в). В этом случае имеется как самостоятельный первый контур теплоносителя, так и совмещенный контур теплоносителя с собственно вторым контуром. Пар, образовавшийся в реакторе, осушается в барабане-сепараторе, поступает в парогенератор, конденсируется в нем и смешивается с реакторной водой. Циркуляционный насос возвращает теплоноситель в реактор. Образовавшийся в парогенераторе насыщенный пар поступает для перегрева в реактор и потому является не только рабочим телом, но и теплоносителем. Далее пар проходит по всему второму контуру, который тем самым оказывается совмещенным с первым, но только в его паровой, наименее радиоактивной, части. Поэтому оборудование второго контура работает в условиях слабой радиационной активности, что упрощает его эксплуатацию по сравнению с одноконтурной станцией. Неполностью двухконтурная схема возникла в связи с отказом от перегрева пара в отдельном поверхностном пароперегревателе, так как при этом давление и температура перегрева в первом контуре получились бы недопустимо высокими для материалов оболочек тепловыделяющих элементов, а теплообменник (пароперегреватель) — очень дорогим.

В процессе эксплуатации возможно возникновение неплотности на отдельных участках парогенератора, чаще всего в местах вальцовок парогенераторных трубок или коррозионных повреждений. Если давление в первом контуре выше, чем во втором, то возникает перетечка теплоносителя, вызывающая радиоактивность второго контура и нарушающая нормальную эксплуатацию. Такое положение может возникнуть при использовании в качестве теплоносителя воды под давлением. При применении газового или органического теплоносителя возникновение неплотностей может вызвать перетечку воды (или пара) из второго контура в первый. Это ухудшает качество теплоносителя и вызывает коррозию оборудования.

Существуют теплоносители, попадание в которые пара или воды вызывает бурное химическое взаимодействие. Это может создать опасность выброса радиационно-активных веществ из первого контура в обслуживаемые помещения. Таким теплоносителем является, например, жидкий натрий, бурно реагирующий с водой и водяным паром. Поэтому создают дополнительный (промежуточный) контур, с тем чтобы даже в аварийных ситуациях можно было избежать контакта радиоактивного натрия с водой или водяным паром. Такие АЭС называют трехконтурными (рис. II.1, з).

Радиоактивный жидкометаллический теплоноситель насосом прокачивается через реактор и промежуточный теплообменник, в котором отдает тепло нерадиоактивному жидкометаллическому теплоносителю. Последний прокачивается через парогенератор по системе, образующей промежуточный контур. При возникновении неплотности между промежуточным и вторым контуром контакт воды или пара будет иметь место только с нерадиоактивным натрием. Система второго контура для трехконтурной схемы аналогична двухконтурной схеме. По капитальным затратам трехконтурные атомные электростанции наиболее дорогие.

Кроме основной классификации атомных электростанций по числу контуров можно выделить отдельные типы АЭС в зависимости от:

- 1) типа реактора — на тепловых или быстрых нейтронах;
- 2) параметров и типа паровых турбин, например АЭС с турбинами на насыщенном или перегретом паре (одного или двух давлений) и др.;
- 3) способа перегрева пара — с ядерным перегревом, «огневым» перегревом и др.;
- 4) параметров и типа теплоносителя — с газовым теплоносителем, теплоносителем «вода под давлением», жидкометаллическим и органическим;
- 5) конструктивных особенностей реактора, например с реакторами канального или корпусного типа, кипящим с естественной или принудительной циркуляцией и др.;
- 6) типа замедлителя реактора, например с уран-графитовым реактором, тяжеловодным замедлителем и др.

Наиболее полная характеристика АЭС объединяет все эти классификации. Например, первая очередь Белоярской АЭС является неполностью двухконтурной атомной станцией на тепловых нейтронах с турбинами высокого давления и перегревом пара в реакторе канального типа с графитовым замедлителем; Ново-Воронежская АЭС — двухконтурной атомной станцией с реактором корпусного типа на тепловых нейтронах с теплоносителем «вода под давлением» и турбинами на насыщенном паре.

С точки зрения анализа теплового расчета и условий работы основного теплового оборудования атомной электростанции наибольшее значение имеет классификация по числу контуров и энергетическим параметрам, тем более что при этом косвенным образом дается характеристика и по остальным признакам. Так, если на двухконтурной АЭС применены турбины на перегретом паре двух давлений, то это косвенно говорит о том, что атомная станция работает с газовым теплоносителем.

II.2. Основное технологическое оборудование АЭС

По отдельным стадиям технологического процесса все теплоэнергетическое оборудование АЭС подразделяют на *реакторную, парогенерирующую, паротурбинную и конденсационную установки и конденсатно-питательный тракт*. Взаимосвязь между этими элементами образует *тепловую схему станции*. Рассмотрим упрощенную тепловую схему двухконтурной АЭС (рис. II.2, а). Реакторная установка — источник тепла. В парогенераторе

за счет теплопередачи от теплоносителя к рабочему телу производится пар для работы в турбине. В турбине происходит расширение пара и соответствующая работа. Так как начальный перегрев пара бывает незначительным, а во многих случаях, в частности для двухконтурной схемы с водным теплоносителем, пар поступает в турбину насыщенным, то, расширяясь в турбине, он быстро увлажняется. Предельно допустимая влажность пара обычно не должна превышать 8—12% во избежание интенсивного эрозионного износа лопаточного аппарата кап-

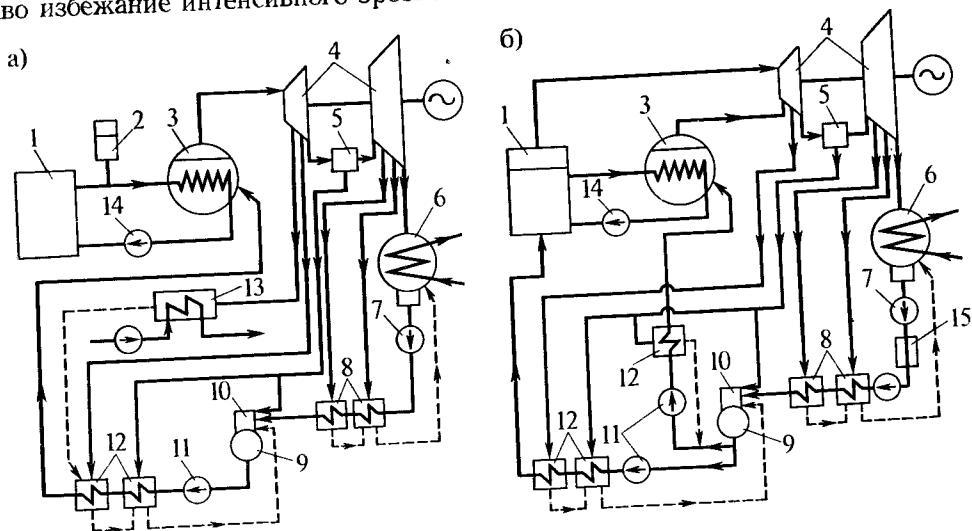


Рис. 11.2. Упрощенная тепловая схема АЭС с водным теплоносителем:

а — двухконтурная; б — одноконтурная;

1 — реактор;
2 — компенсатор объема;
3 — парогенератор;
4 — паровая турбина;
5 — турбинный сепаратор;
6 — конденсатор;

7 — конденсатный насос;
8 — подогреватели низкого давления;
9 — деаэрационный бак;
10 — деаэрационная колонка;
11 — питательный насос;

12 — подогреватели высокого давления;
13 — сетевой подогреватель;
14 — циркуляционный насос;
15 — конденсатоочистка

лями воды. При достижении предельной влажности весь пар выводится из цилиндра высокого давления и пропускается через сепаратор, откуда он (после отделения воды) поступает в цилиндр низкого давления. Здесь пар в процессе расширения снова увлажняется до предельно допустимой влажности и поступает в конденсатор. Стремление получить от каждого килограмма пара возможно большую работу и тем самым повысить к.п.д. заставляет поддерживать в конденсаторе возможно более глубокий вакуум. В связи с этим конденсатор и большая часть цилиндра низкого давления турбины находятся под разрежением. Тепла, передаваемая в конденсаторе охлаждающей воде, безвозвратно теряется. Величину потерь можно снизить путем уменьшения пропуска пара в конденсатор, что достигается направлением части пара в систему *регенеративных подогревателей* воды. Так как цикл рабочего тела замкнут, то весь турбинный конденсат должен быть подан в парогенератор. За счет работы насосов давление повышается от величины, характерной для конденсатора, до давления в парогенераторе, с учетом необходимости преодоления сопротивления тракта от конденсатора до парогенератора. Обычно этот тракт делят на две части. Конденсатный насос забирает конденсат из водяного объема конденсатора и прокачивает его через регенеративные подогреватели, называемые *подогревателями низкого давления (ПНД)*, до питательного бака. В питательном баке, давление в котором выше атмосферного, создается опре-

деленный запас воды. Насосом, обеспечивающим последующее повышение давления вплоть до рабочего в парогенераторе, вода из питательного бака прокачивается через регенеративные подогреватели, называемые *подогревателями высокого давления (ПВД)*. Весь тракт от конденсатора до парогенератора называют конденсатно-питательным, а его части до и после питательного бака — конденсатным и питательным трактами соответственно. В регенеративных подогревателях конденсат и питательная вода подогреваются отборным паром турбин, конденсат которого возвращается в систему (рис. II.2). Так как цилиндр низкого давления турбины работает в области вакуума, то трубопроводы отборного пара к ПНД, сами эти подогреватели по стороне греющего пара и линии конденсата греющего пара находятся под разрежением. Подогреватели высокого давления, устанавливаемые на питательном тракте, находятся под давлением по обе стороны поверхности нагрева, так как они обогреваются паром, отбираемым из цилиндра высокого давления турбины. Из цилиндра высокого давления отбор пара производится также и для подогрева воды в сетевом подогревателе для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Таким образом, по конденсатно-питательному тракту происходит увеличение давления и энтальпии рабочего тела. В парогенирующей установке энтальпия пара увеличивается при постоянном давлении до максимальной величины для данного цикла. Далее в паровой турбине энтальпия и давление пара непрерывно уменьшаются до давления в конденсаторе, где в связи с конденсацией пара при постоянном давлении энтальпия уменьшается до минимального значения для данного цикла.

Для схемы, приведенной на рис. II.1, б и II.2, а, парогенератор производит насыщенный или слабоперегретый пар одного давления. В аналогичной двухконтурной схеме с газовым или жидкометаллическим теплоносителем парогенирующая установка второго контура обычно выдает перегретый пар, причем для газового теплоносителя иногда двух давлений. Наличие перегрева для таких схем позволяет иметь допустимую влажность на входе в конденсатор, не применяя турбинного сепаратора.

Если теплоноситель — вода, но станция одноконтурная, то нет необходимости иметь отдельную парогенирующую установку. Назначение реакторной установки при этом — не только тепловыделение, но и производство пара, чаще всего насыщенного. Если для подобной схемы циркуляционную воду реактора пропустить через поверхность нагрева дополнительного парогенератора, то получится схема, аналогичная показанной на рис. II.2, б. Здесь контур рабочего тела совпадает с контуром теплоносителя. Отличие этой схемы от схемы, приведенной на рис. II.1, а, — существенное увеличение внутреннего контура принудительной циркуляции. В парогенераторе происходит дополнительное охлаждение реакторной воды, что увеличивает тепловую мощность реактора, хотя и уменьшает количество пара, выдаваемого самим реактором.

Так как для теплопередачи в парогенераторе необходим температурный напор между греющей и обогреваемыми средами, то производимый в нем насыщенный пар имеет давление меньшее, чем в реакторе. Поэтому пар от парогенератора должен подаваться не в головную часть турбины, а в ее промежуточную ступень. Таким образом, турбинная установка для схемы, приведенной на рис. II.2, б, должна работать на двух давлениях. Остальное тепловое оборудование станции обоих типов (см. рис. II.2, б и II.1, а) одинаково, но различие давлений в реакторе и в парогенераторе требует выполнения двух самостоятельных питательных трактов. Такая схема применена, например, на первой очереди Дрезденской АЭС (США). В дальнейшем одноконтурные схемы сооружались без дополнительного парогенератора, так как он значительно удорожал оборудование АЭС.

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И МАТЕРИАЛЬНЫЕ БАЛАНСЫ В ТЕПЛОВОЙ СХЕМЕ АЭС

III.1. Физико-химические процессы в системе АЭС

В цикле АЭС происходят важные физико-химические процессы, во многом определяющие экономичность и надежность работы. Они протекают в тесной связи с тепловыми процессами, оказывая взаимное влияние друг на друга. Это не только сказывается на выборе конструктивного оформления теплоэнергетического оборудования и режимов его работы, но и требует дополнительного специфического оборудования.

Рассмотрение основных физико-химических процессов целесообразно провести на основе тех же схем, что и для теплового оборудования АЭС (см. рис. II.2). В двухконтурной АЭС с водным теплоносителем (см. рис. II.2,а) необходимо обеспечить весьма высокую чистоту воды первого контура. Примеси, содержащиеся в воде, могут вызвать отложения на элементах первого контура — в реакторе, парогенераторе, насосе и арматуре. Отложения в парогенераторе, как бы значительны они ни были, не опасны, так как температура металла всегда меньше температуры теплоносителя. Однако эти отложения уменьшают коэффициент теплопередачи. В связи с этим приходится принимать определенный запас по поверхности нагрева парогенератора, чтобы не снижать паропроизводительность парогенератора и мощность, развиваемую турбиной.

Более опасны отложения на *тепловыделяющих элементах (ТВЭЛ)* реактора, так как это не только приводит к снижению коэффициента теплопередачи, но может вызвать и аварийную ситуацию. Температура оболочки ТВЭЛов всегда выше температуры теплоносителя. Превышение это тем больше, чем больше толщина отложений и тепловая нагрузка. Если для парогенератора тепловая нагрузка довольно равномерна и составляет для водного теплоносителя порядка $100 \cdot 10^3$ Вт/м², то для реакторных ТВЭЛов, она неравномерна и достигает $1,2 \cdot 10^6$ — $1,5 \cdot 10^6$ Вт/м², составляя в среднем $0,3 \cdot 10^6$ — $0,5 \cdot 10^6$ Вт/м². Поэтому отложения в реакторе могут вызвать разрушение оболочек ТВЭЛов, значительной активации теплоносителя за счет выхода в него продуктов деления и необходимости останова реактора.

Отложения на элементах циркуляционного насоса и арматуры могут ухудшить их работу, вызвать повышенную радиоактивность, затруднить ремонт. Еще большие осложнения в эксплуатации могут возникать при отложениях на элементах системы управления и защиты реактора.

Указанные явления заставляют предъявлять весьма высокие требования к чистоте теплоносителя, которым заполняется первый контур. Так как контур замкнут, то, казалось бы, можно ожидать, что высокая чистота теплоносителя будет неизменной. Однако это справедливо лишь в отношении естественных примесей воды. Между тем в любом контуре и в любых условиях как при эксплуатации оборудования, так и при его стоянке протекают *коррозионные процессы*, в результате которых в теплоноситель переходят

окислы конструкционных материалов. Поэтому для водного теплоносителя двухконтурной АЭС наиболее характерно присутствие именно окислов конструкционных материалов с превышением их содержания над естественными примесями.

С течением времени естественные примеси остаются на том же уровне, а содержание продуктов коррозии непрерывно нарастает. Если не будет организовано удаление их из контура, то это может привести к недопустимо высокому их содержанию и осаждению на поверхностях первого контура. Поэтому в систему первого контура должна быть включена установка для очистки воды реактора от продуктов коррозии, позволяющая поддерживать их концентрацию на допустимом уровне. В такую установку (более подробно см. § X.5) направляется часть воды реактора с последующим ее возвратом в первый контур (рис. III.1).

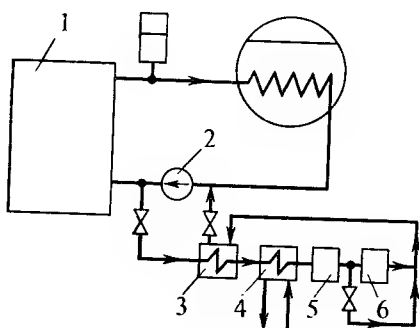


Рис. III.1. Байпасная очистка воды реактора на ионообменных фильтрах:

- 1 — реактор;
- 2 — циркуляционный насос;
- 3 — регенеративный теплообменник;
- 4 — охлаждение конденсатом;
- 5 — катионитовый фильтр;
- 6 — анионитовый фильтр

Вода реактора непрерывно очищается. Так как для очистки этой воды от продуктов коррозии необходимо удалять переходящие в воду катионы, то, казалось бы, для этого достаточно катионирования. Однако при этом вода, возвращаемая в реактор, будет иметь кислую (Н-катионирование) или щелочную реакцию (NH_4 -катионирование). Что же касается Na-катионирования, то в связи с активацией натрия оно вообще недопустимо. Поэтому вся вода или ее часть пропускается также и через анионитовый фильтр. Для преодоления сопротивления очистной установки используют перепад давлений, создаваемый главным циркуляционным насосом. Для максимального сокращения тепловых потерь при охлаждении реакторной воды, требуемом для очистки ее на ионообменных фильтрах, используется регенеративный подогрев воды после фильтров, а конечное охлаждение производится конденсатом. Таким образом, первый контур сохраняется замкнутым. Чем больше концентрация продуктов коррозии, тем большее количество воды приходится направлять на очистную установку, увеличивая размеры всех ее элементов. Кроме того, быстро истощается обменная емкость ионитных фильтров, подлежащих захоронению. Поэтому в первом контуре применяют коррозионностойкие материалы и в воде создаются условия для их минимальной коррозии.

Образующийся в процессе коррозии водород вместе с водородом радиолиза расходуется не только на рекомбинацию, но может вступать в реакцию с газообразным агентом компенсатора объема. Наилучшими агентами были бы инертные газы из числа имеющих малое сечение захвата (гелий, неон). Однако они дороги, а гелий к тому же и очень текуч. Наименее благоприятно в компенсаторах объема применение воздуха, так как за счет его диффузии в воду проникает углекислота, способствующая коррозии. Поэтому в газовых компенсаторах объема применяют азот. Но это вызывает образо-

вание аммиака (а по некоторым данным, азотной кислоты) в воде контура в связи с содержанием в нем атомарного водорода. В результате для водного теплоносителя от использования газовых компенсаторов объема отказались и применяют только паровые, в которых за счет работы электронагревателей создается паровая подушка над уровнем жидкости. В этом случае заполнитель компенсатора объема не влияет на физико-химические процессы в реакторе. В первом контуре следует считаться также и с проникновением в воду газов, образующихся в процессе деления. Это усложняет работу и конструкцию очистной установки.

Для реакторного контура двухконтурной АЭС уже в начале эксплуатации радиоллиз подавляется и сохраняется на определенном уровне. Иначе обстоит дело с реакторной водой одноконтурной АЭС, как это будет рассмотрено далее.

Физико-химические процессы в первых контурах двухконтурных АЭС происходят и при других теплоносителях. Для газового теплоносителя приходится считаться с возможностью попадания в него влаги из второго контура, что может вызвать коррозию конструкционных материалов. При взаимодействии теплоносителя с замедлителем, например углекислоты с графитом, при высоких температурах может происходить восстановление углекислоты до окиси углерода, ухудшающее теплофизические свойства теплоносителя.

В систему жидкометаллического теплоносителя через систему газового (обычно азотного) компенсатора объема проникает кислород воздуха, всегда содержащийся в небольшом количестве в техническом азоте. В результате происходит окисление теплоносителя, что вызывает необходимость сооружения специальных очистных установок. Требуется также вывод из теплоносителя продуктов коррозии сталей, примененных в контуре.

Физико-химические процессы протекают и в системе вторых контуров двухконтурных АЭС, причем их характер лишь косвенно и в малой степени зависит от вида теплоносителя первого контура. Эти процессы происходят практически во всех элементах оборудования второго контура.

Для создания вакуума в конденсаторе необходимо обеспечить конденсацию пара при низких температурах (26—30° С в зависимости от давления в конденсаторе). Для этого через трубки конденсаторов прокачивают с определенными скоростями охлаждающую воду с нагревом ее на 5—10°С, что требует подачи очень больших количеств воды и создания системы технического водоснабжения, находящейся под давлением, необходимым для преодоления сопротивления всей системы (обычно около 0,2 МПа).

Системы водоснабжения (см. гл. VIII) могут быть различными, но во всех случаях следует считаться с возможностью отложений внутри конденсаторных трубок из-за уменьшения растворимости примесей при нагревании. Эти отложения снижают коэффициент теплопередачи в конденсаторе и могут привести к ухудшению вакуума, а следовательно к снижению экономичности и мощности турбинной установки. Предотвращение таких отложений требует изучения физико-химических процессов, зависящих от качества воды технического водоснабжения, соответствующей ее обработке и принятия наиболее правильного технического решения. Условия, близкие к этим, имеют место в сетевом подогревателе (см. рис. II.2, а), однако температуры в нем выше, а расходы воды относительно невелики. В связи с этим вода теплосети проходит упрощенную химическую обработку.

Вода технического водоснабжения используется не только для конденсаторов, но и для всех холодильников в системе станции, например для проботорборников и некоторых вспомогательных теплообменников. Она может использоваться также и для системы расхолаживания реактора при его остановке, для охлаждения бассейна выдержки отработавших ТВЭЛов,

водяного бака биологической защиты реактора и др. При большой минерализации технической воды, например, морской, теплообменники предпочтительнее охлаждать водой, циркулирующей по замкнутой системе контура, называемого промежуточным контуром технической воды. Такой промежуточный контур иногда применяется и при невысокой минерализации охлаждающей воды во избежание попадания радиоактивных веществ в систему технического водоснабжения и его воздействия на окружающую среду. По паровой стороне конденсатор находится под разрежением, т. е. имеется перепад давлений между окружающей средой и конденсирующимся паром, а также между ним и охлаждающей водой. Вместе с тем всегда возможны неплотности в соединениях конденсаторного корпуса с выхлопным патрубком турбины и в местах завальцовки труб в трубные доски, а также коррозионные трещины в конденсаторных трубках. В результате неплотностей первого типа в конденсатор поступают определенные порции воздуха, нарушая вакуум и вызывая коррозию оборудования, поэтому необходим постоянный отсос газов эжекторами с выбросом неконденсирующихся газов в атмосферу.

В случае проникновения во второй контур газов из системы первого контура они также удаляются эжекторами.

Полное удаление газов из конденсатора только за счет работы эжекторов невозможно, поэтому в конденсаторе должен быть организован физико-химический процесс дегазации конденсата — удаления из него растворенных газов.

Потери пара и конденсата, связанные с работой эжекторов, утечками через неплотности, отбором проб и потерями с продувкой, требуют восполнения этой убыли за счет дополнительной, обычно обессоленной, воды. Эта вода в значительной степени также насыщена воздухом. Целесообразно подавать ее в конденсатор для прохождения в нем дегазации.

В результате коррозионных процессов, протекающих в конденсаторе, через трещины в конденсаторных трубках и неплотности в вальцовочных соединениях в конденсат поступает некоторое количество охлаждающей воды. Величина этого присоса за единицу времени весьма незначительна по сравнению с количеством конденсата, проходящего через конденсатор за то же время. Однако вместе с этим присосом в конденсат попадают естественные примеси воды и продукты коррозии системы технического водоснабжения. Коррозия же собственно конденсаторных трубок с паровой стороны вызывает поступление в конденсат окислов меди и цинка (обесцинкивание латуни).

Бикарбонаты, поступившие с присосом охлаждающей воды, в связи с ростом температуры при проходе конденсата через ПНД частично разлагаются. При этом высвобождается свободная углекислота. Трубопроводы греющего пара ПНД и его конденсата также находятся под разрежением и поэтому могут служить источником дополнительного поступления воздуха в конденсат. Таким образом, конденсатный тракт неизбежно содержит коррозионно-агрессивные газы. Чтобы уменьшить коррозию ПНД, для них выбирают коррозионно-стойкие материалы, уменьшающие поступление продуктов коррозии в воду.

Весь питательный тракт, включая питательный бак, находится под давлением, и поступление в него воздуха исключается. Температура воды достаточно высока (более 100°C), и разложение бикарбонатов в значительной степени уже произошло. Поэтому в месте соединения конденсатного и питательного тракта целесообразно организовать основную, более глубокую, чем это возможно в конденсаторе, дегазацию. Она осуществляется в деаэрационной колонке (см. рис. II.2), непосредственно связанной с питательным баком.

Организация деаэрации осуществляется за счет подачи в деаэратор отборного пара турбины с отводом части его, обогащенной газами. При смешении греющего пара с конденсатом прежде всего происходит догрев последнего до температуры насыщения греющего пара, т. е. деаэратор является регенеративным подогревателем смешивающего типа в отличие от изображенных на рис. II.2 поверхностного типа. В питательном тракте вода практически освобождена от газов. Это позволяет выполнять ПВД из коррозионно-нестойких, но более дешевых материалов.

Турбинный конденсат, являющийся питательной водой парогенератора в двухконтурной АЭС (см. рис. II.2, а), обогащается естественными примесями воды за счет присоса охлаждающей воды в конденсаторе. Естественные примеси могут поступать в цикл с добавочной водой в количествах, зависящих от способа ее обработки (умягчение или обессоливание). В конденсат поступают и продукты коррозии как в результате коррозии самого конденсатора, так и с добавочной водой, с присосом охлаждающей воды, а также в связи с коррозией питательного и особенно конденсатного тракта. Пар, выходящий из парогенератора и поступающий в турбину, должен содержать возможно меньшее количество примесей для предотвращения их отложений на лопатках турбины, чтобы не вызвать снижения ее мощности и изменения осевого давления на подшипники. Организацией глубокой осушки пара удастся достичь необходимой его чистоты. При этом с паром уносится лишь малая часть всех примесей, поступающих в парогенератор, в воде которого будет происходить их непрерывное накопление, что может привести к отложениям в парогенераторе по стороне второго контура, значительному снижению коэффициента теплопередачи и уменьшению паропроизводительности установки.

Для того чтобы ограничить содержание примесей в воде парогенератора, необходимо обеспечить их непрерывное выведение из цикла. Так как возможно проникновение воды первого контура в воду парогенератора (см. § XI.2), то парогенераторная вода очищается по схеме, аналогичной реакторной (см. рис. III.1), но с пропуском через анионит всего расхода очищаемой воды.

Образующийся в парогенераторе пар уносит с собой примеси как вследствие своей влажности, так и за счет непосредственного растворения примесей в насыщенном паре. Влажность насыщенного пара обычно незначительна и поддерживается в зависимости от наличия или отсутствия последующего перегрева на уровне 0,05 — 0,2%. За счет растворимости в сухой насыщенный пар может перейти существенно большее количество примесей. Значения *истинных коэффициентов распределения* для различных примесей воды парогенератора приведены на рис. III.2.

Истинный коэффициент распределения представляет собой отношение содержания примесей в насыщенном паре и в котловой воде, причем и в том и в другом случае имеется в виду лишь растворенная их форма, но не коллоидная и тем более шламовая. Из рис. III.2 следует, что насыщенный пар способен выносить с собой значительное количество окислов железа во всем диапазоне давлений в парогенераторах, характерных для энергетических установок.

Унос примесей с паром — своего рода продувка парогенератора, но нежелательная, так как примеси остаются в цикле. Однако с этим необходимо считаться, особенно для растворенных окислов железа, по которым в отличие от всех остальных примесей «продувка» парогенератора по пару существенно превышает продувку по воде, с которой уходят главным образом шламовые формы продуктов коррозии. Например, при давлении 5,0 МПа коэффициент выноса растворенных окислов железа с паром составляет 10%, в то время как продувка по воде — обычно менее 1%.

В ступенях турбин, работающих на влажном паре, практически все примеси переходят в образующуюся влагу. При наличии турбинного сепаратора большая часть примесей уходит с сепаратом, оставаясь, однако, в цикле (см. рис. II.2, а). Таким образом, пар, поступающий в конденсатор, приносит с собой в наибольшей степени растворенные окислы железа, а в меньшей — остальные примеси.

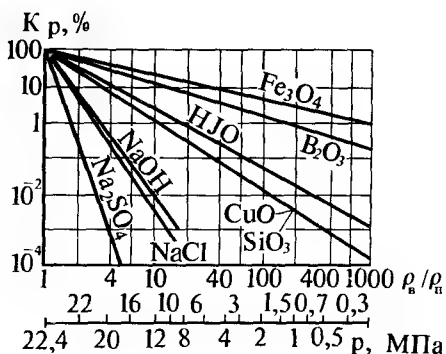


Рис. III.2. Истинные коэффициенты распределения для различных веществ в зависимости от отношения плотностей воды и насыщенного пара

В одноконтурных АЭС (см. рис. II.2, б) происходят те же физико-химические процессы, что и в двухконтурных, однако с некоторыми отличиями, а главное — с гораздо большим влиянием на надежность и экономичность работы установки. В реактор одноконтурной станции непрерывно поступает питательная вода, а из него уходит насыщенный пар, т. е. в нем, как и в любой паропроизводящей установке или парогенераторе двухконтурной схемы, создаются условия для накопления примесей, приходящих с питательной водой. Поэтому реактор одноконтурной станции имеет очистную установку, принципиально аналогичную установке двухконтурной станции (см. рис. III.1), но гораздо большую по производительности. Действительно, в воду поступают продукты коррозии не только самого реактора, но всего конденсатно-питательного тракта. Кроме того, так как с питательной водой непрерывно поступают в реактор также и естественные примеси воды, то для одноконтурного реактора необходим пропуск через анионит всего расхода продувки, а не его части.

Для одноконтурной схемы не нужно специального компенсатора объема, так как его роль выполняет паровой объем реактора. Непрерывный отвод пара препятствует рекомбинации продуктов радиолиза, вынося их в тракт станции, поэтому радиолиз идет непрерывно с интенсивностью, зависящей от мощности реактора.

Продукты радиолиза могут образовать в тракте станции взрывоопасную гремучую смесь. При проектировании тракта от реактора до конденсатора должны быть предусмотрены устройства, предотвращающие скопления гремучей смеси в застойных или слабоомываемых паром зонах. Кроме того, применяя специальные системы сжигания гремучей смеси. Из конденсатора продукты радиолиза интенсивно удаляются эжекторами и через специальную вентиляцию выбрасываются в атмосферу. Вместе с паром проходят в конденсатор и газы, образующиеся в процессе деления и проникающие в теплоноситель даже при ничтожных нарушениях герметичности оболочек ТВЭЛов. К их числу относятся в первую очередь изотопы ксенона и криптона. В связи с этим вентиляционные системы на одноконтурных станциях обычно более мощные, чем на двухконтурных.

В числе продуктов коррозии, поступающих в питательную воду, находятся окислы меди. Так как медистые накипи образуются только при тепловых нагрузках $400 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$ и выше, то в парогенераторах двухконтурных станций они не возникают. В реакторах одноконтурных станций опасность их образования вполне реальна в связи с весьма высокими местными тепловыми нагрузками. Это требует удаления окислов меди из питательной воды реактора одноконтурной станции.

Вероятность и опасность образования кальциевых и магниевых накипей в любой паропроизводящей установке тем больше, чем больше тепловая нагрузка. Для поддержания допустимой концентрации соответствующих соединений в воде реактора пришлось бы сооружать огромную очистную установку для реакторной воды. Поэтому для реактора одноконтурной станции не допускают поступления в питательную воду примесей, проникающих в конденсат с присосом охлаждающей воды; этого достигают установкой ионообменной очистки всего конденсата.

В конденсатор турбины вместе с паром в наибольшем количестве поступают окислы железа, находящиеся в растворенном состоянии сначала в паре, а затем в конденсате. Растворимость окислов железа в воде резко уменьшается с повышением температуры (рис. III.3). При движении конденсата по конденсатно-питательному тракту в воде все в большей мере образуется железистоокисный шлам как за счет уменьшения растворимости окислов железа, так и в результате коррозии самого тракта, поэтому в реакторе может возникнуть опасность железистоокисных отложений.

Необходимо учитывать, что приносимые в конденсатор окислы железа, кобальта, никеля, циркония и других конструкционных материалов реактора радиоактивны и разнесение их по всей системе станции нежелательно. Эти причины также приводят к необходимости очистки всего конденсата, поступающего в реактор, на ионообменных фильтрах. Попутно удаляется и хлор-ион, проникающий в конденсат с присосом охлаждающей воды. Особое значение приобретает ионообменная конденсатоочистка как защита реактора от поступления большого количества примесей при аварийном разрыве трубок конденсатора. При пропуске конденсата через конденсатоочистку для реакторов одноконтурных, так же как и для реакторов двух-

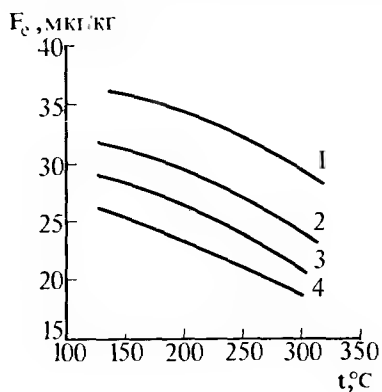


Рис. III.3. Растворимость магнетита в кипящей воде в зависимости от ее температуры:

1 — pH=5,0; 2 — pH=5,5; 3 — pH=6,0; 4 — pH=7,0;

контурных АЭС, становится характерным преимущественное содержание в нем продуктов коррозии, а не естественных примесей воды.

Важное различие обоих типов АЭС — большая радиационная активность оборудования при одноконтурной схеме, определяющая его меньшую доступность в эксплуатации и требующая организации биологической защиты не только реактора, но и некоторых других элементов оборудования.

III.2. Баланс теплоносителя и рабочего тела в тепловой схеме АЭС

Несмотря на то что контуры теплоносителя и рабочего тела замкнуты, все же имеются протечки и потери циркулирующих в них сред. Потери должны быть восполнены, а протечки уловлены и возвращены в контур. Кроме того, во избежание накопления примесей необходимо сбалансировать поступление и вывод их из контуров, поскольку допустимая концентрация нормируется, исходя из технологических требований.

Потери (утечки) воды первого контура недопустимы, так как она обладает значительной радиационной активностью (обычно на уровне до 10^{-4} Ки/кг). В связи с этим все оборудование первого контура стремятся конструировать либо без протечек, либо с малыми протечками, организованно возвращаемыми в контур. Это в первую очередь относится к циркуляционным насосам и к арматуре, имеющейся в контуре, например запорным задвижкам. Вода реактора при очистке ее на ионообменных фильтрах (см. рис. III.1) полностью возвращается в цикл. Практически так же обстоит дело и при использовании выпарных установок для очистки продувочной воды, расход которой с так называемым *кубовым остатком*, подлежащим захоронению, ничтожно мал по сравнению с расходом продувки. В этих условиях можно считать, что система первого контура в процессе нормальной работы не требует подпитки.

Во втором контуре двухконтурных станций, несмотря на замкнутый цикл, существуют все же некоторые *потери рабочего тела* (пара, конденсата), а следовательно, и необходимость их восполнения. К числу этих потерь относят утечки пара и конденсата через различные неплотности. Это внутренние потери. В некоторых случаях могут иметь место и внешние потери, обусловленные тем, что потребитель отборного пара не полностью возвращает конденсат. Однако для современных АЭС это не характерно, так как снабжение паром промышленных предприятий осуществляется от ТЭЦ на органическом топливе.

Внешние по отношению к турбине потребители в пределах самой АЭС (например, подогреватели сырой воды), как правило, возвращают конденсат полностью, но если потери имеются, то они должны быть учтены.

Баланс пара, конденсата и добавочной воды в тепловой схеме одноконтурной станции или для второго контура двухконтурной удобно вычислять в долях от расхода пара на турбоустановку (рис. III.4).

Основные потери рабочего тела из цикла второго контура АЭС имеют место в элементах, находящихся под наибольшим давлением пара, поэтому все эти утечки условно относят к острому пару, хотя фактически имеются потери и в области низких давлений. К числу последних относятся, например, потери рабочего тела с влагой в газозооушной смеси, выбрасываемой эжекторами конденсатора и уплотнений турбины. Эти потери определяют при детальном расчете турбоустановки. При составлении материального баланса установки в целом их отдельно не учитывают, а включают в общестанционные утечки. Величина этих потерь обычно составляет 0,3—0,5% от расхода пара на турбину и зависит от параметров пара, состояния оборудования и условий эксплуатации. Для одноконтурных АЭС потери рабочего тела недопустимы вследствие его радиоактивности.

Дренажи оборудования и паропроводов, как постоянные (например из уплотнений насосов), так и периодические (большинство из которых характерны для пусковых режимов), собирают в дренажный бак и систематически возвращают в цикл. Теряется лишь незначительная часть дренажа из-за выпара при сбросе в дренажные баки потоков с высокой температурой.

Расход воды, направляемой на очистку, в материальном балансе не участвует, контур очистки замкнут (рис. III.4; здесь для упрощения не показаны теплообменники, поступающие перед ионообменной установкой).

Добавочная вода, поступающая из системы водоподготовки, обычно содержит большое количество воздуха, но подавать ее непосредственно в основной деаэратор нельзя, так как температура ее низка и это осложнит процесс деаэрации основного конденсата. Поэтому добавочную воду направляют в конденсатор для прохождения в нем деаэрации совместно с основным конденсатом.

С учетом сказанного материальный баланс в системе второго контура АЭС

$$D_{д.в} = D_{ут} + D_{пот.вн} \quad (III.1)$$

В отсутствие внешних потерь ($D_{пот.вн} = 0$)

$$D_{д.в} = D_{ут}, \quad (III.1a)$$

или в долях от расхода пара на турбину D_0

$$\alpha_{д.в} = \alpha_{ут}, \quad (III.1б)$$

где $\alpha_{д.в} = D_{д.в}/D_0$; $\alpha_{ут} = D_{ут}/D_0$.

Кроме того, внутри системы отдельно составляют материальный баланс для ее элементов с учетом отборов от турбины. Расход отборного пара D_i на какой-либо подогреватель в долях от общего расхода на турбину D_0 обычно обозначают

$$\alpha_i = D_i/D_0. \quad (III.2)$$

Материальный баланс по отдельным подогревателям необходим при расчете тепловой схемы, в частности при расчете регенеративного подогрева. Аналогично подсчитывают расход в килограммах в час турбинного сепарата:

$$D_c = \alpha_c D_0 \quad (III.3)$$

и пара в конденсатор:

$$D_k = \alpha_k D_0 = (1 - \sum \alpha_i) D_0. \quad (III.4)$$

Кроме того, из рис. III.4 следует, что паропроизводительность парогенератора

$$D_{пг} = D_0 + D_{ут}. \quad (III.5)$$

В тех случаях, когда имеются дополнительные потребители острого пара, непосредственно не связанные с работой турбины, например паровые приводы вспомогательных механизмов или теплообменные аппараты, уравнение (III.5) целесообразно записывать в виде

$$D_{пг} = D_0 + D_{доп} + D_{ут}, \quad (III.6)$$

где $D_{доп}$ — расход острого пара на дополнительные потребители.

Расход питательной воды $D_{п.в}$ должен быть равен паропроизводительности парогенератора $D_{пг}$.

Таким образом, для сведения материального баланса (т. е. выбора производительности системы водоподготовки) надо оценить расход на утечки и потери у внешних потребителей.

Кроме материального баланса в системе второго контура нужно составить *баланс примесей*, являющийся основой для определения качества питательной воды и расчета расхода воды, направляемой на очистку, которой обычно рассчитывают в процентах от расхода пара на турбину (рис. III.4): $p = (d_{\text{пр}}/D_0) 100\%$.

При сведении баланса по естественным примесям присос охлаждающей воды в конденсаторе должен учитываться, так как концентрации примесей в охлаждающей воде значительны. Более того, присос охлаждающей воды в конденсаторе является основным источником поступления естественных примесей в цикл.

Если концентрации естественных примесей составляют (мг/кг) для охлаждающей воды конденсатора $s_{\text{ох.в}}$, для добавочной воды $s_{\text{д.в}}$, для пара $s_{\text{п}}$, для воды парогенератора после очистки $s_{\text{пг.оч}}$ и до очистки $s_{\text{пг}}$, то баланс естественных примесей для второго контура составит для схем, данных на рис. III.4, а, б,

$$qs_{\text{ох.в}} + 100\alpha_{\text{д.в}}s_{\text{д.в}} + 100s_{\text{п}} + ps_{\text{пг.оч}} = 100s_{\text{п}} + 100\alpha_{\text{ут}}s_{\text{п}} + ps_{\text{пг}}; \quad (\text{III.7})$$

для схем, представленных на рис. III.5, в, г,

$$qs_{\text{ох.в}} + 100\alpha_{\text{д.в}}s_{\text{д.в}} + (100 + 100\alpha_{\text{пп}})s_{\text{п}} + ps_{\text{пг}} = (100 + 100\alpha_{\text{пп}})s_{\text{п}} + 100\alpha_{\text{ут}}s_{\text{п}} + ps_{\text{пг}}. \quad (\text{III.7a})$$

Исключая из обеих частей (III.7) одинаковые члены $100s_{\text{п}}$, из (III.7a) одинаковые члены $(100 + 100\alpha_{\text{пп}})s_{\text{п}}$ и из обеих уравнений практически одинаковые члены $100\alpha_{\text{д.в}}s_{\text{д.в}}$ и $100\alpha_{\text{ут}}s_{\text{п}}$ получим для любой из схем рис. III.4 расход воды на очистку в процентах от расхода на турбину:

$$p = qs_{\text{ох.в}}/(s_{\text{пг}} - s_{\text{пг.оч}}). \quad (\text{III.8})$$

Из (III.8) видно, что расход воды парогенератора на очистку будет наименьшим, если для величины $s_{\text{пг}}$ использовать нормируемые, а не меньшие значения.

Если имеется конденсатоочистка, рассчитанная на пропуск всего расхода конденсата, а $s_{\text{к.оч}}$ — концентрация рассчитываемой примеси после конденсатоочистки, то вместо (III.8) должно быть написано

$$p = 100s_{\text{к.оч}}/(s_{\text{пг}} - s_{\text{пг.оч}}). \quad (\text{III.9})$$

Для естественных примесей в (III.8) и (III.9) можно пренебречь величиной $s_{\text{пг.оч}}$, т. е.

$$p = qs_{\text{ох.в}}/s_{\text{пг}}; \quad (\text{III.8a})$$

$$p = 100s_{\text{к.оч}}/s_{\text{пг}}. \quad (\text{III.9a})$$

Чистоту питательной воды определяют из уравнения баланса примесей для деаэратора, которое для схем, изображенных на рис. III.4, а, б, составит

$$(100 + 100\alpha_{\text{ут}})s_{\text{п.в}} = 100s_{\text{п}} + 100\alpha_{\text{д.в}}s_{\text{д.в}} + qs_{\text{ох.в}}, \quad (\text{III.10})$$

для схем, показанных на рис. III.4, в, г, будет

$$(100 + 100\alpha_{\text{ут}} + 100\alpha_{\text{пп}})s_{\text{п.в}} = (100 + 100\alpha_{\text{пп}})s_{\text{п}} + 100\alpha_{\text{д.в}}s_{\text{д.в}} + qs_{\text{ох.в}}. \quad (\text{III.10a})$$

Учитывая высокую чистоту пара и добавочной воды, аналогично сказанному выше, получим для чистоты питательной воды для схем, данных на рис. III.4, а, б,

$$s_{\text{п.в}} = qs_{\text{ох.в}}/(100 + 100\alpha_{\text{ут}}); \quad (\text{III.11})$$

для схем, представленных на рис. III.4, в, г,

$$s_{\text{п.в}} = qs_{\text{ок.в}}/(100 + 100z_{\text{yt}} + 100z_{\text{пп}}). \quad (\text{III.11a})$$

При расчетах качества питательной воды необходимо обращать внимание на размерности, в которых указаны концентрации отдельных примесей. Особенно это относится к величине жесткости отдельных потоков. Так, жесткость всех потоков внутри схемы (рис. III.4) используется в микрограмм-эквивалентах на килограмм, в то время как в охлаждающей воде конденсаторов жесткость дается в миллиграмм-эквивалентах на килограмм, т. е. размерности отличаются в 10^3 раз.

Для продуктов коррозии для вторых контуров двухконтурных АЭС соответствующие расчеты ограничиваются определением концентраций окислов железа и меди в питательной воде перед парогенератором, т. е. не только после деаэратора, но и после ПВД. Полученные расчетом концентрации сопоставляют с нормируемыми величинами. Концентрация окислов железа в питательной воде в миллиграммах на килограмм определится по уравнению

$$s_{\text{п.в}}^{\text{Fe}} = \Sigma H_{\text{Fe}} \chi_{\text{Fe}} \eta_{\text{Fe}} / D_{\text{п.в}}, \quad (\text{III.12})$$

где H_{Fe} — поверхности перлитной стали, взаимодействующие с водой на тракте от конденсатора до парогенератора, м^2 ; χ_{Fe} — скорость коррозии перлитных сталей в пересчете на Fe, $\text{мг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$; η_{Fe} — степень перехода продуктов коррозии стали в воду.

Для расчетов можно рекомендовать $\chi_{\text{Fe}} \eta_{\text{Fe}} = 5 \text{ мг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ на тракте до деаэратора и $\chi_{\text{Fe}} \eta_{\text{Fe}} = 1 \text{ мг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ после деаэратора.

Концентрация окислов меди в питательной воде в миллиграммах на килограмм

$$s_{\text{п.в}}^{\text{Cu}} = \Sigma H_{\text{Cu}} \chi_{\text{Cu}} \eta_{\text{Cu}} / D_{\text{п.в}}, \quad (\text{III.13})$$

где H_{Cu} — поверхности латуней, взаимодействующие с водой, м^2 ; χ_{Cu} — скорость коррозии латуней в пересчете на Cu, $\text{мг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$; η_{Cu} — степень перехода продуктов коррозии латуней в воду.

При расчете для условий конденсаторов и регенеративных ПНД можно рекомендовать $\chi_{\text{Cu}} \eta_{\text{Cu}} = 0,5 \text{ мг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ И ОБЩЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

IV.1. Показатели тепловой экономичности конденсационных атомных электростанций

Тепловая экономичность АЭС и ее основных элементов характеризуется значениями к.п.д. и удельных расходов теплоты.

Система показателей тепловой экономичности рассматривается вначале для второго контура двухконтурной атомной станции. Как известно, в основе работы конденсационной тепловой электростанции лежит цикл Ренкина, T, s -диаграмма которого представлена на рис. IV.1, б применительно ко второму контуру с турбиной на насыщенном паре (рис. IV.1, а). Эта T, s -диаграмма построена для идеального цикла, характеризуемого обратимым протеканием всех его процессов и отсутствием потерь при транспорте рабочего тела от одного элемента установки к следующему. Количество теплоты, подводимое к турбине одним килограммом рабочего тела, равно приращению его энтальпии в процессе изобарического нагрева вдоль линии bcd , называют *удельной располагаемой теплотой турбины*

$$q_0 = i_0 - i_{\text{к.н.а}}, \quad (\text{IV.1})$$

где i_0 — энтальпия пара перед турбиной (точка d); $i_{\text{к.н.а}}$ — энтальпия воды за насосом (точка b).

В цикле без регенерации вся теплота подводится к рабочему телу в горячем источнике, которым в данном случае является парогенератор. Из него пар поступает в турбину, где происходит его адиабатическое расширение от начального давления p_0 до давления в конденсаторе p_k . При этом соверша-

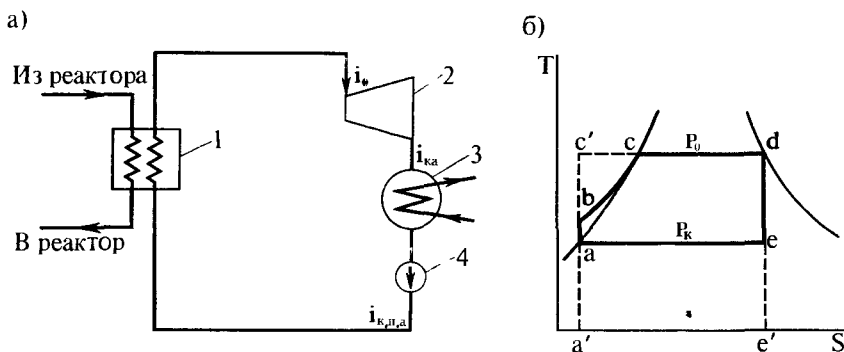


Рис. IV.1. Упрощенная тепловая схема паротурбинной установки второго контура АЭС с турбиной насыщенного пара (а) и цикл Ренкина для этой установки (б):

1 — парогенератор; 2 — турбина; 3 — конденсатор; 4 — насос

ется работа H_a , называемая *располагаемым или адиабатическим теплоперепадом*, эквивалентная разности энтальпий в точках d и e , т. е.

$$H_a = i_0 - i_{k.a}. \quad (IV.2)$$

Процесс отвода теплоты осуществляется в конденсаторе (линия ea). Теплота, выделяющаяся в процессе конденсации,

$$q_{k.a} = i_{k.a} - i'_k, \quad (IV.3)$$

отводится из цикла.

Цикл замыкается процессом повышения давления рабочего тела вдоль адиабаты ab (рис. IV.1), в котором происходит повышение энтальпии воды на

$$H_{a.n} = i_{k.n.a} - i'_k \quad (IV.4)$$

за счет работы насоса. Если пренебречь сжимаемостью воды, как обычно поступают в практических расчетах, то

$$H_{a.n} = (p_0 - p_k) v_k \cdot 10^3, \quad (IV.5)$$

где p_0 , p_k — начальное и конечное давления в цикле, МПа; v_k — удельный объем конденсата, м³/кг.

Используя (IV.5), можно определить количество теплоты, подведенной к 1 кг рабочего тела:

$$q_0 = i_0 - (i'_k + H_{a.n}). \quad (IV.6)$$

Работу, совершаемую 1 кг рабочего тела в идеальном цикле Ренкина w_a , (кДж/кг), называют *удельной располагаемой внутренней работой*. Она равняется адиабатическому теплоперепаду, т. е. $w_a = H_a$. Соответственно, работу, совершаемую насосом $w_{a.n}$, называют *удельной адиабатической работой насоса*. Она равняется адиабатическому теплоперепаду в насосе $H_{a.n}$, т. е. $w_{a.n} = H_{a.n}$. Тогда *полезная удельная работа идеального цикла Ренкина*, $w_t = w_a - w_{a.n}$.

Термический к.п.д. рассматриваемого цикла

$$\eta_{t \text{ нт}} = (H_a - H_{a.n})/q_0 = (q_0 - q_{k.a})/q_0, \quad (IV.7)$$

или

$$\eta_{t \text{ нт}} = (w_a - w_{a.n})/q_0 = w_t/q_0. \quad (IV.7a)$$

Эта величина может быть названа к.п.д. нетто идеального цикла Ренкина в отличие от к.п.д. брутто того же цикла:

$$\eta_t = H_a/q_0 = w_a/q_0. \quad (IV.8)$$

В отличие от идеального в реальном цикле Ренкина имеют место потери теплоты. В реальном рабочем процессе в турбине вследствие этого используется не весь располагаемый теплоперепад H_a , а лишь часть его H_i , называемая *действительным теплоперепадом*. Соответственно и внутренняя работа 1 кг пара w_i , равная H_i , меньше располагаемой w_a . Отношение использованного теплоперепада H_i к располагаемому H_a (или внутренней работы 1 кг пара в турбине w_i к располагаемой работе w_a) характеризует совершенство проточной части турбины (или ее отдельных цилиндров) и паровпускных устройств. Его называют *внутренним относительным к.п.д. турбины* (цилиндра) η_{oi} . Он зависит от объемных расходов пара, отношения давления на входе к давлению на выходе, влажности пара и других причин. Обычно он равен 0,80—0,92.

Для характеристики турбины в целом располагаемый теплоперепад определяется по параметрам пара перед паровпускными устройствами и после

пароотводящего патрубка, что соответствует адиабате $A-A'$ на рис. IV.2, а. В этом случае

$$\eta_{oi} = H_i/H_a = w_i/w_a. \quad (IV.9)$$

Для характеристики проточной части турбины (или ее цилиндров) адиабатический теплотерепад определяется по параметрам пара перед первым рядом сопел и за последним рядом рабочих лопаток, т. е. вдоль адиабаты $B-B'$, тогда

$$\eta'_{oi} = H_i/H'_a. \quad (IV.10)$$

Величина

$$\eta_{др} = \eta_{oi}/\eta'_{oi} = H'_a/H_a, \quad (IV.11)$$

называемая *коэффициентом дросселирования*, характеризует аэродинамические потери при подводе и отводе пара от турбины. Потери давления в паровпускных устройствах составляют обычно $0,05p_0$.

Из-за протечек пара через концевые уплотнения вала турбины и через уплотнения штоков клапанов некоторая часть пара отбирается из промежуточных камер уплотнения при давлении $p < p_0$ и отводится в промежуточные ступени турбины. Часть пара отсасывается эжектором и вообще не совершает работы. В результате внутренняя работа 1 кг пара, подведенного к турбине, уменьшится на величину $\Delta w_{пр}$ и составит

$$w'_i = w_i - \Delta w_{пр} = w_i (1 - \zeta_{пр}), \quad (IV.12)$$

где $\zeta_{пр}$ — коэффициент потерь с протечками.

Величина $\zeta_{пр}$ зависит от давления пара и мощности турбины и изменяется почти линейно от 1—1,2% при $W_3/p_0 = 10$ МВт/МПа до 0,5—0,6% при $W_3/p_0 = 200$ МВт/МПа. Здесь W_3 — мощность турбины; p_0 — давление острого пара. Величина w'_i является *фактической работой*, совершенной 1 кг пара в турбине. Этой работе соответствует внутренний абсолютный к.п.д.

$$\begin{aligned} \eta_i &= w'_i/q_0 = H_i(1 - \zeta_{пр})/q_{0i} = \\ &= H_a\eta_{oi}(1 - \zeta_{пр})/q_0 = \eta_i\eta_{oi}(1 - \zeta_{пр}). \end{aligned} \quad (IV.13)$$

Работа на муфте турбины w_e меньше w_i на величину механических потерь, а энергия, снимаемая с выводов генератора w_g , меньше, чем w_e , на величину потерь в генераторе. Эти величины определяют по соотношениям

$$w_e = \eta_m w'_i = \eta_{oi}(1 - \zeta_{пр})\eta_m w_a; \quad (IV.14)$$

$$w_g = \eta_g w_e = \eta_{oi}(1 - \zeta_{пр})\eta_m\eta_g w_a, \quad (IV.15)$$

где $\eta_m = 0,97 \div 0,99$ — механический к.п.д.; η_g — к.п.д. генератора, равный при воздушном охлаждении 0,97—0,98, при водородном — 0,98—0,99. С учетом потерь с протечками, механических и в генераторе определяют: относительный эффективный к.п.д. турбины

$$\eta_{oe} = \eta_{oi}(1 - \zeta_{пр})\eta_m; \quad (IV.16)$$

абсолютный эффективный к.п.д. турбины

$$\eta_e = \eta_i\eta_{oe} = w_e/q_0; \quad (IV.17)$$

относительный электрический к.п.д. турбоустановки

$$\eta_{ог} = \eta_{oi}(1 - \zeta_{пр})\eta_m\eta_g; \quad (IV.18)$$

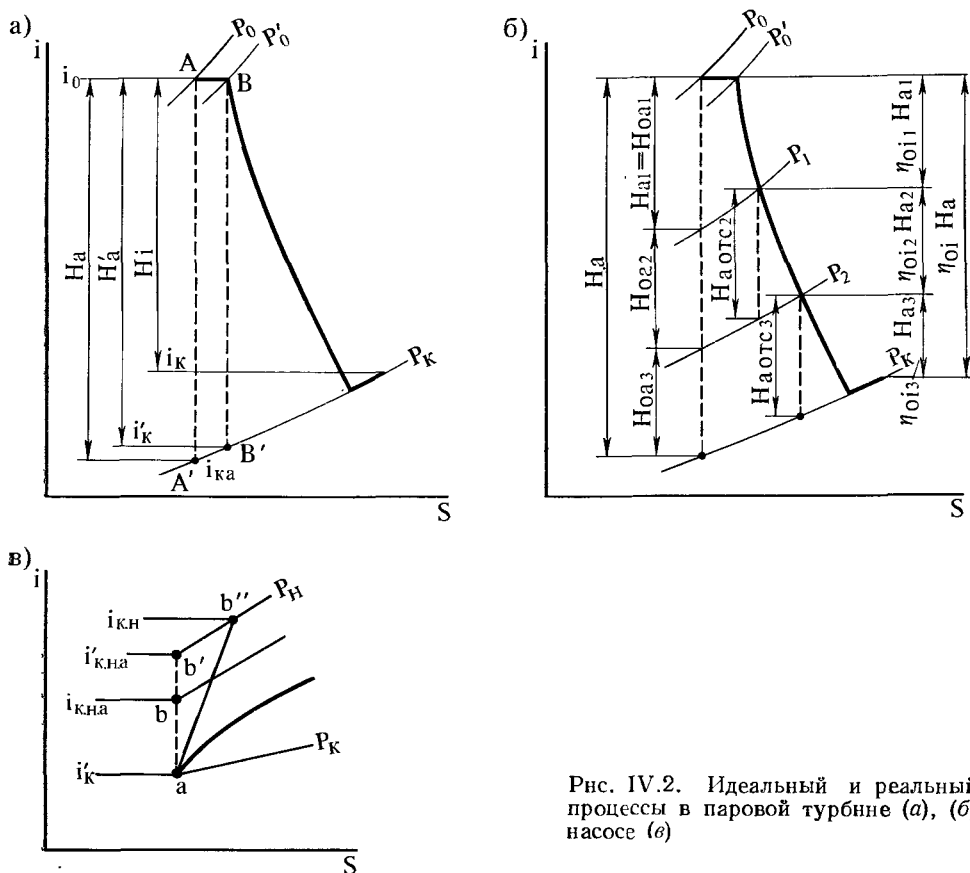


Рис. IV.2. Идеальный и реальный процессы в паровой турбине (а), (б) насосе (в)

абсолютный электрический к.п.д. брутто турбоустановки

$$\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{юэ}} = \omega_{\text{э}} / q_0 = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} (1 - \zeta_{\text{нр}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}. \quad (\text{IV.19})$$

Для определения абсолютного к.п.д. нетто турбоустановки должен быть прежде всего определен расход энергии на привод питательного насоса. Остальные насосы турбоустановки (конденсатные, дренажные и др.) имеют небольшую мощность, и их относят условно к общестанционным механизмам. В питательном насосе, так же как и в турбине, имеют место потери из-за необратимости процесса сжатия, с протечками и механические. Кроме того, напор насоса в реальных установках всегда выше, чем разность давлений перед турбиной и в конденсаторе, на величину гидравлических потерь во втором контуре, а количество питательной воды больше, чем пара, из-за потерь рабочего тела. Имеются потери и в приводе насоса. Необратимость сжатия в насосе и потери давления в тракте приводят к большому повышению энтальпии воды в насосе реального цикла, чем в обратном (рис. IV.2, в):

$$\begin{aligned} H_{\text{и}} &= (i'_{\text{к.н.а}} - i'_{\text{к}}) / \eta_{\text{гид}} = i_{\text{к.н}} - i'_{\text{к}} = (p_{\text{н}} - p_{\text{к}}) v_{\text{к}} \cdot 10^3 / \eta_{\text{гид}} = \\ &= k_p (p_0 - p_{\text{к}}) v_{\text{к}} \cdot 10^3 / \eta_{\text{гид}}, \end{aligned} \quad (\text{IV.20})$$

где $\eta_{\text{гид}} = (i'_{\text{к.п.а}} - i'_{\text{к}}) / (i_{\text{к.п}} - i'_{\text{к}})$ — гидравлический к.п.д. насоса; $p_{\text{н}}, p_{\text{к}}$ — давление воды за насосом и перед ним, МПа; $k_p = (p_{\text{н}} - p_{\text{к}}) / (p_0 - p_{\text{к}})$ — отношение фактического напора насоса к минимально необходимому.

Для крупных насосов (с подачей более 500 м³/ч) $\eta_{\text{гид}} = 0,82 - 0,84$. Значение $k_p = 1,3 - 1,45$.

Работа, затрачиваемая на привод питательного электронасоса,

$$\omega_{\text{э.н}} = \alpha_{\text{п.в}} k_p H_{\text{а.н}} / (\gamma_{\text{нас}} \gamma_{\text{шр}}) = \alpha_{\text{п.в}} k_p (p_0 - p_{\text{к}}) \zeta_{\text{к}} \cdot 10^3 / (\gamma_{\text{нас}} \gamma_{\text{шр}}), \quad (\text{IV.21})$$

где $\alpha_{\text{п.в}}$ — расход питательной воды, отнесенной к расходу пара; $\eta_{\text{нас}}$ — к.п.д. насоса (для крупных насосов $\eta_{\text{нас}} = 0,8 - 0,82$), выражаемый через гидравлический $\eta_{\text{гид}}$, объемный $\eta_{\text{об}}$ и механический $\eta_{\text{м}}$ к.п.д.:

$$\gamma_{\text{нас}} = \gamma_{\text{гид}} \gamma_{\text{об}} \gamma_{\text{м}}; \quad (\text{IV.22})$$

$\eta_{\text{шр}}$ — к.п.д. привода, величина которого

$$\gamma_{\text{шр}} = \gamma_{\text{г.м}} \gamma_{\text{эд}} \gamma_{\text{ред}} \gamma_{\text{с}}, \quad (\text{IV.23})$$

здесь $\eta_{\text{г.м}}$ — к.п.д. гидромучты, на номинальном режиме равный 0,97; $\eta_{\text{эд}}$ — к.п.д. электродвигателя, равный 0,90—0,93; $\eta_{\text{ред}}$ — к.п.д. редуктора, составляющий 0,97—0,98; $\eta_{\text{с}}$ — к.п.д. распределительной электросети (включая трансформатор), равный 0,985—0,990.

Таким образом, электрический к.п.д. нетто турбоустановки с электронасосом

$$\gamma_{\text{э.нт}} = (\omega_{\text{э}} - \omega_{\text{э.н}}) / q_0 = \omega_{\text{э.нт}} / q_0, \quad (\text{IV.24})$$

где $\omega_{\text{э.нт}}$ — удельная выработка электроэнергии турбоустановкой нетто. При турбинном приводе питательного насоса на него расходуется часть располагаемой удельной работы пара, в результате чего выработка электроэнергии турбиной уменьшается на величину работы, подводимой к валу насоса:

$$\omega_{\text{ен}} = \alpha_{\text{п.в}} k_p H_{\text{а.н}} / \gamma_{\text{нас}}. \quad (\text{IV.25})$$

Полезная работа турбоустановки (нетто) $\omega_{\text{э.нт}} = \omega_{\text{э}} - \omega_{\text{ен}}$, а электрический к.п.д. нетто турбоустановки с турбинным приводом питательного насоса

$$\gamma_{\text{э.нт}} = (\omega_{\text{э}} - \omega_{\text{ен}}) / q_0 = \omega_{\text{э.нт}} / q_0. \quad (\text{IV.26})$$

Значение $\omega_{\text{э.нт}}$ в (IV.26) равно удельной выработке электроэнергии генератором, а в (IV.24) меньше ее на величину работы насоса. Обычно энергию, потребляемую питательным насосом, определяют в долях от энергии, выработанной генератором, т. е. при электроприводе

$$\overline{\omega_{\text{н}}} = \omega_{\text{э.н}} / \omega_{\text{э}}; \quad (\text{IV.27})$$

при турбоприводе

$$\overline{\omega_{\text{н}}} = \omega_{\text{ен}} / \omega_{\text{э.нт}} = \omega_{\text{ен}} / (\omega_{\text{э}} - \omega_{\text{ен}}). \quad (\text{IV.28})$$

Эти равенства несколько различаются между собой, так как в первом случае в знаменателе стоит значение полной электрической энергии, выработанной в цикле, а во втором — только полезной. Но поскольку $\omega_3 \gg \omega_{ен}$, то в знаменателе правой части последнего равенства можно опустить величину $\omega_{ен}$, т. е. в обоих случаях можно пользоваться (IV.27).

Соотношения (IV.24) и (IV.27) позволяют установить связь между к.п.д. брутто и нетто:

$$\gamma_{э.нт} = \omega_3 (1 - \omega_{э.нт}/\omega_3)/q_0 = \gamma_{э} (1 - \overline{\omega_n}). \quad (IV.29)$$

Аналогично из (IV.26) и (IV.28)

$$\eta_{э.нт} = \omega_3 (1 - \omega_{энт}/\omega_3)/q_0 = \eta_{э} (1 - \overline{\omega_n}). \quad (IV.30)$$

Расход энергии на привод питательного насоса — одна из главных составляющих расхода электроэнергии на собственные нужды.

Показанные выше соотношения получены для простого цикла Ренкина. Они могут быть распространены и на сложные циклы, прежде всего на циклы с регенерацией, промежуточным перегревом пара и др. Промежуточным перегревом называют подвод теплоты к пару, осуществляемый в одном или нескольких точках процесса расширения. В установках с регенерацией и промежуточным перегревом удельная располагаемая теплота

$$q_0 = i_0 + \alpha_{п.п} \Delta i_{п.п} - (q_{п.в.} + i'_к), \quad (IV.31a)$$

где $\Delta i_{п.п}$ — приращение энтальпии рабочего тела при промежуточном перегреве; $\alpha_{п.п}$ — весовая доля пара, прошедшего промежуточный перегрев; $q_{п.в.}$ — теплота, подведенная к питательной воде в пределах самой турбоустановки за счет ее подогрева паром, отбираемым из турбины, и вследствие изменения энтальпии воды в насосе.

Величина $i_{п.в.} = q_{п.в.} + i'_к$ есть энтальпия питательной воды (конденсата), выходящей из регенеративной системы турбоустановки. Тогда

$$q_0' = i_0 - i_{п.в.} + \alpha_{п.п} \Delta i_{п.п}. \quad (IV.31б)$$

При различном количестве пара, расширяющемся в разных отсеках турбины, располагаемая удельная работа

$$\omega_a = \sum_{j=1}^n \alpha_{отс j} H_{a отс j}, \quad (IV.32)$$

где n — число отсеков в турбине с различным расходом пара; $H_{a отс j}$ — располагаемый теплоперепад в j -м отсеке (рис. IV.2, б); $\alpha_{отс j}$ — относительный расход пара через j -й отсек турбины.

Внутренняя удельная работа турбоустановки (рис. IV.2, б):

$$\omega_i = \sum_{j=1}^n \alpha_{отс j} H_{a отс j} \gamma_{0i}^{(j)} = \sum_{j=1}^n \alpha_{отс j} H_{i отс j}. \quad (IV.33)$$

В (IV.33) потери с протечками учитываются соответствующим уменьшением расхода пара через отсеки. Это позволяет эффективную и электриче-

скую удельные работы определять, как и для простого цикла Ренкина, по выражениям (IV.14) и (IV.15), приняв $\zeta_{\text{пр}} = 0$.

Для определения к.п.д. сложных циклов применимы соотношения простого цикла Ренкина, если значения q_0 , w_a и w_i определяют соответственно из (IV.31), (IV.32) и (IV.33), а под η_{oi} подразумевают w_i/w_a . Это отношение в общем случае отличается от (IV.9) и переходит в него при условии, что в равенствах (IV.32) и (IV.33) $\alpha_{отс1} = \alpha_{отс2} = \dots = \alpha_{отсj} = \dots = \alpha_{отсn}$. В этом случае

$$\eta_{oi} = w_i/w_a = \sum_{j=1}^n H_{a \text{ отс } j} \eta_{oij} / \sum_{j=1}^n H_{a \text{ отс } j} \quad (\text{а})$$

Из рис. IV.2, б видно, что

$$\sum_{j=1}^n H_{a \text{ отс } j} \eta_{oij} = \eta_{oi} H_a \quad (\text{б})$$

Если принять, что внутренний относительный к.п.д. всех отсеков одинаков, т. е.

$$\eta_{oij} = \text{const} = \eta_{oi \text{ отс}}, \quad (\text{в})$$

то из равенств (б) и (в) получим

$$\eta_{oi} = \eta_{oi \text{ отс}} \sum_{j=1}^n H_{a \text{ отс } j} / H_a \quad (\text{г})$$

Поскольку изобары не параллельны, а расходятся, то $H_{a \text{ отс}2} > H_{0a2}$, $H_{a \text{ отс}3} > H_{0a3}$ и т. д. и, следовательно,

$$\sum_{j=1}^n H_{a \text{ отс } j} > \sum_{j=1}^n H_{0aj} = H_a.$$

Но тогда $\sum_{j=1}^n H_{a \text{ отс } j} / H_a > 1$ и из равенства (г) вытекает, что

$$\eta_{oi} > \eta_{oi \text{ отс}} \quad (\text{д})$$

Рассмотренные ранее значения к.п.д. турбоустановки сведены в табл. IV 1, из которой видно, что абсолютные к.п.д. отличаются от относительных величиной термического к.п.д. В свою очередь абсолютные к.п.д. брутто отличаются от абсолютных к.п.д. нетто учетом расхода энергии на привод насосов.

Для того чтобы перейти от к.п.д. турбинной установки к к.п.д. второго контура, необходимо учесть потери тепла в парогенераторе и трубопроводах. Потери тепла трубопроводами в окружающую среду $q_{\text{трпк}} = 0,5-0,8\%$. Это в основном относится к паропроводам острого пара. При составлении материального баланса (см. § III.2) все утечки были условно отнесены к острому пару, что обеспечивает некоторый запас производительности парогенератора. Если при составлении энергетического баланса все потери с

Таблица IV.1 Зависимость между к. п. д. турбоустановки

Наименование к. п. д.	Относительный к. п. д.	Абсолютный к. п. д.	
		брутто	нетто
Термический		η_{it}	$\eta_{итт} = \eta_{it}(1 - H_{a.н}/H_a)$
Внутренний турбины	η_{oi}	$\eta_{ii} = \eta_{it}\eta_{oi}$	Не рассматривается
Электрический турбинной установки	$\eta_{оэ} = \eta_{oi}\eta_{м}\eta_{г} \times$ $\times (1 - \eta_{пр})$	$\eta_{iэ} = \eta_{it}\eta_{oi}\eta_{м}\eta_{г} \times$ $\times (1 - \eta_{пр})$	$\eta_{э.нт} = \eta_{ii}\eta_{oi}\eta_{м}\eta_{г} \times$ $\times (1 - w_n) \times (1 - \eta_{пр})$

утечками рассчитывать по энтальпии пара, то утечка в 1% будет повышать расход теплоты больше, чем на 1%, так как $(i'_0 - i'_{н})/(i_0 - i_{п.в}) > 1$, где $i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды.

Фактически потери теплоты с утечками меньше, так как часть рабочего тела теряется при более низкой энтальпии. При средних значениях утечек рабочего тела в 1% величина тепловых потерь может быть оценена в 0,7%. Таким образом, суммарные потери тепла в трубопроводах могут быть приняты 1,2—1,5% и тогда их к.п.д.

$$\eta_{тп II к} = 0,985 - 0,988. \quad (IV.34)$$

Потери теплоты, а следовательно, и снижение экономичности из-за утечек существуют независимо от того, какую часть утечки пара удастся вернуть в цикл в виде конденсата, т. е. материальный и тепловой баланс пара и конденсата могут не совпадать.

К.п.д. парогенераторной установки целесообразно определять с учетом регенеративного подогрева питательной воды. В отличие от турбинной установки это не вносит никаких усложнений в рассмотрение вопроса применительно к парогенератору. Кроме того, при переходе от турбинной установки ко второму контуру в целом следует пользоваться только абсолютными значениями к.п.д.

Потери теплоты в парогенераторной установке связаны с теплообменом с окружающей средой и с продувкой парогенератора. Первая часть этих потерь может быть оценена на уровне $q_{пг.ох} = 0,1-0,2\%$; вторая — на уровне

$$q_{пг.пр} = \frac{(1-c)(i_{пг.в} - i_{д.в})}{i_0 - i_{п.в}} \cdot \frac{D_{пг.пр}}{D_{пг}} 100, \quad (IV.35)$$

где c — коэффициент, учитывающий использование теплоты продувочной воды в цикле станции; $i_{д.в}$ — энтальпия добавочной воды; $i_{пг.в}$ — энтальпия продувочной воды, равная энтальпии воды в парогенераторе; $D_{пг}$ и $D_{пг.пр}$ — расходы пара и продувочной воды.

Значение коэффициента c определяют из расчета тепловой схемы или приближенно по соотношению.

$$c = \beta (H_{a.сеп}/H_a) + 0,2(1 - \beta),$$

где β — доля пара, образуемого в расширителе продувки; $H_{a.сеп}$ — адиабатический теплоперепад пара из расширителя продувки до давления в конденсаторе; H_a — полный адиабатический теплоперепад в турбине.

С учетом этих потерь к.п.д. парогенератора

$$\eta_{\text{пг}} = 1 - (q_{\text{пг.ох}} + q_{\text{пг.пр}})/100. \quad (\text{IV.36})$$

Расчетный к.п.д. второго контура с учетом потерь

$$\eta_{\text{II э}} = \eta_{\text{э}} \eta_{\text{тр II к}} \eta_{\text{пг}} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{лм}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{II к}}, \quad (\text{IV.37})$$

где $\eta_{\text{II к}} = \eta_{\text{тр II к}} \eta_{\text{пг}}$.

Фактический эксплуатационный к.п.д. всегда ниже расчетного вследствие следующих факторов. При работе турбины с частичной нагрузкой ее к.п.д. снижается примерно на 1—1,5% при снижении нагрузки со 100 до 75%. Кроме того, в процессе длительной эксплуатации имеются потери теплоты при остановках и пусках агрегатов; из-за ухудшения вакуума; в результате загрязнений поверхностей охлаждения в конденсаторе и ряда других эксплуатационных причин. Величины этих потерь определяются на основе опыта эксплуатации. Величина режимного к.п.д., учитывающего все эти факторы, может быть принята $\eta_{\text{реж II к}} = 0,985$.

Эксплуатационный к.п.д. второго контура

$$\eta_{\text{II экс}} = \eta_{\text{э}} \eta_{\text{II к}} \eta_{\text{реж II к}} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{лм}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{II к}} \eta_{\text{реж II к}}. \quad (\text{IV.38})$$

Для перехода к общему к.п.д. АЭС необходимо учесть еще потери теплоты в первом контуре (т. е. в реакторной установке) в окружающую среду; с продувкой реактора; от охлаждения СУЗ, отражателя и биологической защиты и других систем первого контура. С учетом к.п.д. $\eta_{\text{I к}}$ реакторной установки общий расчетный к.п.д. двухконтурной атомной станции

$$\eta_{\text{ст}} = \eta_{\text{I к}} \eta_{\text{II э}} = \eta_{\text{I к}} \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{тр II к}} \eta_{\text{э}}, \quad (\text{IV.39})$$

а с учетом режимных потерь в эксплуатационных условиях

$$\eta_{\text{ст}} = \eta_{\text{I к}} \eta_{\text{II э}} \eta_{\text{реж II к}} = \eta_{\text{I к}} \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{тр II к}} \eta_{\text{э}} \eta_{\text{реж II к}}. \quad (\text{IV.40})$$

Потери теплоты циркуляционной системой реакторной установки в окружающую среду, включая потери от охлаждения СУЗ отражателя и биологической защиты самого реактора, находятся в пределах $q_{\text{ох I к}} = 2—3\%$ для атомных станций с ВВЭР. Абсолютные величины потерь теплоты, связанные с продувкой реактора $Q_{\text{пр}}(\text{кВт})$, должны быть отнесены к тепловой мощности реактора, т. е. определена величина

$$q_{\text{I к пр}} = 100 Q_{\text{пр}} / [D_{\text{т}} (i'_{\text{т}} - i''_{\text{т}})], \quad (\text{IV.41})$$

где $D_{\text{т}}$ — расход теплоносителя через реактор, кг/с; $i'_{\text{т}}$, $i''_{\text{т}}$ — энтальпии теплоносителя до и после парогенератора, кДж/кг.

Величина $Q_{\text{пр}}$ определяется в зависимости от принятой системы очистки продувки первого контура.

Таким образом, к.п.д. первого контура

$$\eta_{\text{I к}} = 1 - (q_{\text{I к.ох}} + q_{\text{I к.пр}})/100, \quad (\text{IV.42})$$

к.п.д. всей станции

$$\eta_{\text{ст}} = (w_{\text{э}}/q_0) \eta_{\text{I к}} \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{тр II к}} \eta_{\text{реж II к}} = w_{\text{э}}/q_{\text{р}}, \quad (\text{IV.43})$$

где $q_p = q_0/(\eta_{\text{Ик}}\eta_{\text{ПТ}}\eta_{\text{ТРП}}\eta_{\text{Пк}}\eta_{\text{режПк}})$ — количество теплоты, выделенное в реакторе, на 1 кг острого пара.

Тепловая мощность реактора в киловаттах для турбины с генератором мощностью $W_э$ при электроприводе питательного насоса

$$W_T = W_э/\eta_{\text{СТ}}, \quad (\text{IV.44})$$

а при турбоприводе

$$W_T = (W_э + W_{\text{ен}})/\eta_{\text{СТ}} = (W_э/\eta_{\text{СТ}})(1 + \bar{w}_n), \quad (\text{IV.45})$$

где $W_{\text{ен}}$ — мощность на валу турбонасоса; кВт; $\bar{w}_n$ — см. (IV.27).

Электростанции потребляют часть выработанной ими электроэнергии на собственные нужды $W_{\text{с.н}}$; тем самым уменьшается количество полезно отпущаемой энергии в $W_э/(W_э - W_{\text{с.н}})$ раз при неизменном количестве теплоты, подводимой к рабочему телу. Во столько же раз, следовательно, уменьшается и к.п.д. по отпуску электроэнергии, который в этом случае называют к.п.д. нетто электростанции:

$$\eta_{\text{СТ.НТ}} = \eta_{\text{СТ}}/[W_э/(W_э - W_{\text{с.н}})] = \eta_{\text{СТ}}(1 - \bar{w}_{\text{с.н}}), \quad (\text{IV.46})$$

при этом $\bar{w}_{\text{с.н}} = W_{\text{с.н}}/W_э$ — расход электроэнергии в долях от выработки на собственные нужды, в том числе и на питательные насосы.

При паровом приводе питательного насоса

$$\eta_{\text{СТ.НТ}} = \eta_{\text{СТ}}(1 - \bar{w}'_{\text{с.н}} - \bar{w}_n), \quad (\text{IV.47})$$

где $\bar{w}'_{\text{с.н}}$ — расход электроэнергии на собственные нужды при паротурбинном приводе питательного насоса.

Для характеристики тепловой экономичности турбины кроме к.п.д. используют величину *удельного расхода теплоты турбиной*, связанную с к.п.д. турбоустановки соотношением

$$q_э = 1/\eta_э = q_0/w_э. \quad (\text{IV.48})$$

Аналогично для характеристики тепловой экономичности станции применяют величину удельного расхода теплоты АЭС по выработке и по отпуску электроэнергии (брутто и нетто).

В первом случае

$$q_{\text{СТ}} = 1/\eta_{\text{СТ}} = q_э/(\eta_{\text{Ик}}\eta_{\text{Иэ}}\eta_{\text{режПк}}). \quad (\text{IV.49})$$

Во втором случае при электроприводе

$$q_{\text{СТ.НТ}} = 1/\eta_{\text{СТ.НТ}} = q_{\text{СТ}}/(1 - \bar{w}_{\text{с.н}}) \quad (\text{IV.50})$$

и при турбоприводе

$$q_{\text{СТ.НТ}} = 1/\eta_{\text{СТ.НТ}} = q_{\text{СТ}}/(1 - \bar{w}'_{\text{с.н}} - \bar{w}_n). \quad (\text{IV.51})$$

Тепловую экономичность турбоустановок (или станции в целом) часто сопоставляют с тепловой экономичностью какого-либо варианта, принятого в качестве базы для сравнений. Абсолютное изменение удельного расхода теплоты в сравнении с базовым вариантом

$$\Delta q = q - q_{\text{баз}} = 1/\eta - 1/\eta_{\text{баз}}, \quad (\text{IV.52a})$$

где q , $q_{\text{баз}}$, η , $\eta_{\text{баз}}$ — удельные расходы теплоты и к.п.д. в рассматриваемом и базовом вариантах.

Относительное изменение тепловой экономичности

$$\Delta \bar{q} = \Delta q / q_{\text{баз}} = (q - q_{\text{баз}}) / q_{\text{баз}} \quad (\text{IV.52б})$$

выражается через к.п.д. сравниваемых вариантов с помощью равенства

$$\Delta \bar{q} = (1/\eta - 1/\eta_{\text{баз}}) / (1/\eta_{\text{баз}}) = \Delta \eta / \eta = \Delta \eta / (\eta_{\text{баз}} - \Delta \eta),$$

где $\Delta \eta = \eta_{\text{баз}} - \eta$.

Обычно $\eta_{\text{баз}} \gg \Delta \eta$, поэтому можно принимать

$$\Delta \bar{q} \approx \Delta \eta / \eta_{\text{баз}}. \quad (\text{IV.52в})$$

Количество пара d_0 в килограммах, которое должно быть подведено к турбине для выработки 1 кВт·ч электроэнергии, называют *удельным расходом пара*. Так как количество теплоты, необходимое для выработки 1 кВт·ч, составляет (в кДж) 3600 q_9 или равно $d_0 q_0$, то

$$d_0 = 3600 q_9 / q_0, \quad (\text{IV.53a})$$

или

$$d_0 = 3600 / (\eta_9 q_0). \quad (\text{IV.53б})$$

Полный расход пара в килограммах в секунду на турбоустановку с генератором мощностью W_9 (кВт) будет

$$D_0 = d_0 W_9 / 3600 = [1 / (\eta_9 q_0)] W_9, \quad (\text{IV.54})$$

причем для электропривода $W_{\text{ен}} = 0$.

Величина $\bar{w}_{\text{с.н}} = w_{\text{с.н}} / w_9$, представляющая собой долю электроэнергии, израсходованную на собственные нужды, учитывает всех потребителей электроэнергии на АЭС.

Собственный расход электроэнергии на насосы первого и второго контуров

$$w_{\text{н}j} = \Delta p_j v_j \alpha_j \cdot 10^3 / (\eta_{\text{нас}} \eta_{\text{пр}}), \quad (\text{IV.55})$$

где Δp_j — дифференциальный напор насоса, МПа; v_j — удельный объем перекачиваемой среды, м³/кг; α_j — отношение количества перекачиваемой

воды к расходу острого пара на турбину или группу турбин, если насосы общие для нескольких турбин.

Сказанное относится к двухконтурным станциям с любым жидким теплоносителем. Если теплоносителем является газ и перепад давления превышает 1000 мм вод. ст., то при определении расхода электроэнергии на привод газодувной машины необходимо считаться с его сжимаемостью и вести расчет (кДж/кг) по соотношению

$$w_{\text{газ}} = (c_p T_{\text{вх}} / \eta_{\text{газ}}) [(p_{\text{вых}} / p_{\text{вх}})^{(k-1)/k} - 1] d_{\text{газ}}, \quad (\text{IV.56})$$

где c_p — теплоемкость газа, кДж/(кг·град); $T_{\text{вх}}$ — температура газа перед газодувкой, К; $\eta_{\text{газ}}$ — к.п.д. газодувной машины; $p_{\text{вых}}$, $p_{\text{вх}}$ — давление за газодувкой и до нее; k — показатель адиабаты; $d_{\text{газ}}$ — расход газа в килограммах на 1 кг пара.

Если станция трехконтурная (жидкометаллический теплоноситель), то необходимо учитывать также потери в теплообменнике и трубопроводах промежуточного контура:

$$\eta_{\text{ст}} = \eta_{\text{ик}} \eta_{\text{пром.к}} \eta_{\text{II}} \eta_{\text{реж. II}} = \eta_{\text{ик}} \eta_{\text{пром.к}} \eta_{\text{тр. II}} \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{реж. II}}. \quad (\text{IV.57})$$

Общий к.п.д. промежуточного контура может быть оценен на уровне $\eta_{\text{пром.к}} \approx 0,98$. Расход на собственные нужды для второго контура трехконтурной станции определяют так же, как и для двухконтурной. Если на двухконтурной АЭС с газовым теплоносителем парогенераторная установка вырабатывает пар двух давлений, то отдельно определяют к.п.д. парогенератора и трубопроводов для каждой из частей установки с осреднением полученных значений пропорционально вырабатываемой тепловой мощности каждой из этих частей. Расходы на собственные нужды в этом случае складываются из затрат электроэнергии на конденсатные насосы, питательные насосы низкого и повышенного давлений и газодувку первого контура. Последняя составляющая особенно значительна, поэтому выбор параметров газодувки должен производиться на основе технико-экономических соображений.

Для одноконтурной атомной станции потеря теплоты для собственно реактора связана с потерями от охлаждения СУЗ, отражателя и биологической защиты, которые могут быть оценены на уровне $\bar{q}_{\text{р.ох}} = 3-5\%$, и потерями с продувкой $\bar{q}_{\text{р.пр.}}$, определяемыми по (IV.41). Общее уравнение для расчетного к.п.д. одноконтурной атомной станции

$$\eta_{\text{ст}} = [1 - (\bar{q}_{\text{р.ох}} + \bar{q}_{\text{р.пр.}})/100] \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{э}} = \eta_{\text{р}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{э}}, \quad (\text{IV.58})$$

а с учетом эксплуатационных потерь

$$\eta_{\text{ст}} = \eta_{\text{р}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{э}} \eta_{\text{реж.}}. \quad (\text{IV.59})$$

Для одноконтурной АЭС абсолютный электрический к.п.д. турбогенераторной установки, входящий в (IV.59), определяют в полном соответствии с изложенным ранее для двухконтурной станции. Это же относится и к определению расходов электроэнергии на собственные нужды.

IV.2. Показатели тепловой экономичности атомных теплоэлектростанций

Для атомных теплоэлектростанций тепловая экономичность характеризуется значениями к.п.д. и удельных расходов теплоты. На теплоэлектростанциях устанавливаются турбины с противодавлением или с регулируемым отбором. При этом подводимая к турбинам тепловая энергия включает в себя не только энергию, необходимую для выработки требуемой электрической мощности, но и тепловую энергию, отдаваемую потребителю. Для определения показателей, характеризующих тепловую экономичность процесса производства электроэнергии и теплоты в отдельности, необходимо общий расход теплоты по установке или станции в целом разделить на доли, затрачиваемые на производство отдельных видов энергии. Из общего количества теплоты Q_0 , подводимого к турбоустановке на долю теплового потребления приходится вся теплота, отпускаемая из отборов, — как полезно отдаваемая потребителям, так и потери. Последние имеют место в паропреобразователях, при нагреве воды в теплообменниках и при транспорте пара и воды к потребителю. Потери учитываются коэффициентом $\eta_{т.п.}$. Электрический к.п.д. $\eta_{э.тэц}$ турбоустановки по производству электроэнергии в условиях ТЭЦ

$$\eta_{э.тэц} = W_{э}/(Q_0 - Q_{т.п.}/\eta_{т.п.}), \quad (IV.60)$$

где $Q_{т.п.}$ — количество теплоты, отведенное тепловому потреблению с паром из отборов турбины или с горячей водой, нагретой этим паром.

Для атомной теплоэлектростанции переход от электрического к.п.д. турбогенераторной установки к к.п.д. станции, а также определение удельных расходов теплоты делают в полном соответствии с изложенным в § IV.1 для конденсационных АЭС.

При определении с помощью (IV.60) к.п.д. ТЭЦ все преимущества комбинированной выработки относят к выработке электроэнергии. Такой расчет является условным, так как величина к.п.д. зависит не только от технического совершенства ТЭЦ, но и от соотношения между выработанной электрической и тепловой энергией

$$\mathcal{E} = W_{э}/Q_{т.п.} \quad (IV.61)$$

Применение теплофикации снижает расход теплоты на выработку электроэнергии, так как часть ее вырабатывается на паре, поступающем в отбор, и благодаря этому уменьшается отвод теплоты в конденсаторе. Количество электроэнергии, вырабатываемое паром, поступающим потребителям и на регенеративный подогрев конденсата этого пара, называется *выработкой электроэнергии на тепловом потреблении* $W_{э.т.п.}$, а величина

$$\mathcal{E}_{т.п.} = W_{э.т.п.}/Q_{т.п.} \quad (IV.62)$$

— *удельной выработкой на тепловом потреблении*. Чем больше $\mathcal{E}_{т.п.}$, тем целесообразнее комбинированная выработка теплоты и электроэнергии. Аналогично тому, как электрический к.п.д. $\eta_{э.тэц}$ турбоустановки по производству электроэнергии на ТЭЦ является основой для определения к.п.д.

станции $\eta_{\text{ст ТЭЦ}}$, также и к.п.д. теплового потребления служит исходной величиной для определения по тем же соотношениям к.п.д. $\eta_{\text{QTЭЦ}}$ по производству теплоты. Например, для двухконтурной атомной теплоэлектроцентрали

$$\eta_{\text{ст ТЭЦ}} = \eta_{\text{э ТЭЦ}} \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{пк}} \eta_{\text{лк}}; \quad (\text{IV.63})$$

$$\eta_{\text{Q ТЭЦ}} = \eta_{\text{т.п}} \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{пк}} \eta_{\text{лк}}. \quad (\text{IV.64})$$

Возможно использование атомного реактора только для целей теплоснабжения. При этом теплоноситель через промежуточный контур охлаждается в аппаратах, отдающих пар или горячую воду потребителям, выработка электроэнергии отсутствует ($W_{\text{э}} = 0$) и единственным показателем тепловой экономичности остается к.п.д. по производству теплоты

$$\eta_{\text{Q ТЭЦ}} = \eta_{\text{т.п}} \eta_{\text{р}}, \quad (\text{IV.65})$$

где $\eta_{\text{р}}$ — к.п.д. реакторной установки, определяемый в соответствии с изложенным в § IV.1. Такие реакторные установки проектируют на низкие параметры теплоносителя, когда возможно создать относительно дешевый реактор с использованием недорогих конструкционных материалов. Однако обеспечение теплоснабжения экономически целесообразнее сочетать с выработкой электроэнергии. При этом возможно применение как турбин теплофикационных, так и с противодавлением, причем в последнем случае электрический к.п.д. по производству электроэнергии наивысший, так как отвод теплоты в конденсаторе отсутствует. Такое решение осуществлено, например, на Шевченковской АЭС с реактором БН-350 (см. гл. XX).

IV.3. Определение расхода ядерного горючего

Убыль ядерного горючего ΔB происходит в результате деления ядер ^{235}U и ^{239}Pu и захвата ими нейтронов с образованием неделящихся изотопов. При полном делении ядерного горючего выделяется $80 \cdot 10^9$ кДж/кг тепловой энергии, а с учетом образования неделящихся изотопов $80 \cdot 10^9 \cdot 0,85 = 68 \cdot 10^9$ кДж/кг. Связь между выделением энергии в реакторе в килоджоулях за год и убылью ядерного горючего ΔB в килограммах за год определяется равенством

$$Q_{\text{год}} = 68 \cdot 10^9 \Delta B. \quad (\text{IV.66a})$$

Если годовое выделение энергии выразить в мегаватт — сутках, то

$$Q_{\text{год}} = 785 \Delta B. \quad (\text{IV.66б})$$

Количество ядерного горючего $B_{\text{год}}$ в килограммах, проходящего за год через реактор при перегрузках, существенно отличается от убыли его ΔB . Отношение

$$a = \Delta B / B_{\text{год}} \quad (\text{IV.67})$$

характеризует полноту использования ядерного горючего в реакторе. Из двух последних равенств получим

$$Q_{\text{год}} = 785aB_{\text{год}} = KB_{\text{год}}, \quad (\text{IV.68})$$

здесь $K = 785a$ — теплота, выделяющаяся в реакторе на единицу прошедшего через него ядерного горючего, МВт·сут/кг. Эту величину называют *глубиной выгорания*.

Годовое выделение тепловой энергии в реакторе определяется его тепловой мощностью. Если тепловая мощность выражена в киловаттах, а годовое тепловыделение — в мегаватт-сутках, то

$$Q_{\text{год}} = W_{\text{т}}\tau_{\text{уст}}/24\,000 \quad (\text{IV.69})$$

и годовой расход ядерного горючего в килограммах

$$B_{\text{год}} = W_{\text{т}}\tau_{\text{уст}}/(24\,000 K). \quad (\text{IV.70})$$

Для конденсационных АЭС с учетом (IV.44)

$$B_{\text{год}} = W_{\text{э}}\tau_{\text{уст}}/(24\,000 K\eta_{\text{ст}}). \quad (\text{IV.70a})$$

Для теплоэлектроцентралей удобнее пользоваться равенством (IV.70).

IV.4. Показатели общей экономичности

Основными показателями общей экономичности электростанций, в том числе и атомных, являются удельные капитальные затраты на их сооружение и себестоимость отпускаемой электроэнергии. Удельные капитальные затраты в рублях на 1 кВт называют также *стоимостью установленного киловатта*:

$$k_{\text{ст}} = K_{\text{ст}}/W_{\text{э.уст}}, \quad (\text{IV.71})$$

где $K_{\text{ст}}$ — полная стоимость электростанции, руб.; $W_{\text{э.уст}}$ — установленная электрическая мощность электростанции, кВт.

Стоимость установленного киловатта существенно зависит от типа станции, параметров пара и теплоносителя, единичной мощности реактора, турбогенераторов, парогенераторов и других аппаратов, а также общей мощности станции. Для станций одного и того же типа и параметров увеличение единичной мощности основных агрегатов и мощности станции в целом в весьма широком диапазоне приводит к уменьшению стоимости установленного киловатта. Меньшие значения $k_{\text{ст}}$ достигаются при блоках мощностью 500 МВт и более.

До последнего времени стоимость 1 кВт установленной мощности промышленной АЭС была примерно в 1,5–2 раза выше, чем пылеугольной станции равной мощности. Однако при равных мощностях расходы на ядерное горючее меньше расходов на органическое топливо и АЭС даже в этих условиях в ряде случаев оказывалась экономически более выгодной. По мере развития

атомной энергетики, освоения технологии производства и усовершенствования основного оборудования, а также роста мощности станций и отдельных агрегатов стоимость 1 кВт установленной мощности для АЭС уменьшается, причем этот процесс протекает для АЭС значительно быстрее, чем на станциях с органическим топливом.

Себестоимость [коп/(кВт·ч)] электроэнергии, отпускаемой с шин электростанции,

$$S_9 = S_{\text{год}} / \mathcal{E}_{\text{год}} = S_{\text{год}} / W_{\text{э.уст}} (1 - \bar{w}_{\text{с.н}}) \tau_{\text{уст}}, \quad (\text{IV.72})$$

где $S_{\text{год}}$ — годовые затраты на отпущенную электростанцией электроэнергию; $W_{\text{э.уст}}$ — установленная мощность АЭС (брутто), кВт; $\bar{w}_{\text{с.н}}$ — доля мощности, потребляемая на собственные нужды; $\tau_{\text{уст}}$ — число часов использования установленной мощности в год.

В теплотехнических и технико-экономических расчетах принято годовые затраты ($S_{\text{год}}$) разделять на:

1. Топливную составляющую годовых затрат

$$S_{\text{т}} = B_{\text{год}} c_{\text{т}}, \quad (\text{IV.73})$$

где $c_{\text{т}}$ — стоимость топлива франко-АЭС, т. е. с доставкой на АЭС, руб/кг, причем при определении фактической себестоимости электроэнергии значение $c_{\text{т}}$ принимают по отпускной цене, а при определении расчетных затрат (см. ниже) — по расчетной стоимости топлива

$$c_{\text{т}} = c_{\text{т.себ}} + p k_{\text{т}}, \quad (\text{IV.74})$$

где $c_{\text{т.себ}}$ — себестоимость топлива франко-АЭС, руб/кг; p — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений в топливную промышленность, год⁻¹; $k_{\text{т}}$ — капиталовложения в топливную промышленность и транспорт на 1 кг годового производства топлива, руб/кг.

2. Составляющую годовых затрат, зависящую от начальных капиталовложений,

$$S_{\text{к}} = (p_{\text{а}} + p_{\text{рем}} + p_{\text{проч}}) K_{\text{ст}} = p_{\text{к}} K_{\text{ст}}, \quad (\text{IV.75})$$

где $p_{\text{а}}$ — коэффициент, учитывающий амортизационные отчисления на полное восстановление объекта после истечения срока службы и затраты на капитальный ремонт, равный для АЭС 0,06—0,08 год⁻¹; $p_{\text{рем}}$ — коэффициент, учитывающий затраты на текущий ремонт, равный примерно 0,2 $p_{\text{а}}$, год⁻¹; $p_{\text{проч}} \approx 0,35 p_{\text{а}}$ — коэффициент, учитывающий прочие затраты на оборудование (модернизация, приобретение дополнительного эксплуатационного оборудования и материалов и т. д.), год⁻¹; $p_{\text{к}} = p_{\text{а}} + p_{\text{рем}} + p_{\text{проч}} \approx 1,55 p_{\text{а}}$ — коэффициент, учитывающий все издержки, зависящие от начальных капиталовложений, год⁻¹.

3. Составляющую годовых затрат, зависящую от расходов на эксплуатационный персонал,

$$S_{\text{перс}} = (1 + p_{\text{перс}}) S_{\text{осн}}, \quad (\text{IV.76})$$

при этом $S_{\text{осн}} = \Phi \Pi_{\text{ак}}$ — основная зарплата эксплуатационного персонала с начислениями на социальное страхование; Φ — среднегодовая зарплата

на одного человека; $P_{\text{ЭК}}$ — количество эксплуатационного персонала на АЭС; $p_{\text{перс}} \approx 0,3 \text{ год}^{-1}$ — коэффициент, учитывающий прочие расходы на персонал (премии и другие единовременные выплаты, расходы на профессиональную подготовку, удовлетворение санитарно-гигиенических нужд и др.).

4. Суммарные годовые затраты

$$S_{\text{год}} = S_{\text{т}} + S_{\text{к}} + S_{\text{перс}} = B_{\text{год}} c_{\text{т}} + p_{\text{к}} K_{\text{ст}} + (1 + p_{\text{перс}}) \Phi P_{\text{ЭК}}. \quad (\text{IV.77})$$

В соответствии с (IV.72) с использованием (IV.77) себестоимость 1 кВт·ч электроэнергии

$$s_{\text{э}} = s_{\text{т}} + s_{\text{к}} + s_{\text{перс}} = B_{\text{год}} c_{\text{т}} / \mathcal{E}_{\text{год}} + [p_{\text{к}} k_{\text{ст}} + (1 + p_{\text{перс}}) \Phi n_{\text{ЭК}} \cdot 10^{-3}] / [(1 - \bar{w}_{\text{с.н}}) \tau_{\text{уст}}], \quad (\text{IV.78})$$

где $n_{\text{ЭК}} = P_{\text{ЭК}} 1000 / W_{\text{э.ст}}$ — *штатный коэффициент*, равный количеству эксплуатационного персонала на 1 МВт установленной мощности. Реализация продукции по ее себестоимости покрывает лишь расходы на простое воспроизводство. Для расширенного воспроизводства необходимы дополнительные средства, определяемые как $p K_{\text{ст}}$, где p — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, год^{-1} . В энергетике $p = 0,12 \text{ год}^{-1}$. Срок возврата вложенных средств $T = 1/p$ называют *сроком окупаемости*. Расчетные затраты $З_{\text{р}}$ с учетом средств на расширенное воспроизводство в рублях за год будут

$$З_{\text{р}} - S_{\text{год}} + p K_{\text{ст}} = (p + p_{\text{к}}) K_{\text{ст}} + B_{\text{год}} c_{\text{т}} + S_{\text{перс}}, \quad (\text{IV.79})$$

или на 1 кВт·ч

$$з_{\text{р}} = З_{\text{р}} / \mathcal{E}_{\text{год}}. \quad (\text{IV.80})$$

Если строительство объекта ведется больше года, то следует учитывать замораживание вложенных средств по сложным процентам. Величину капиталовложений с учетом замораживания средств называют *приведенными капиталовложениями*:

$$K_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^t K_i (1 + p_{\text{пр}})^{(t-i)}, \quad (\text{IV.81})$$

где K_i — капиталовложения в i -м году; $p_{\text{пр}}$ — коэффициент приведения, который принимают равным нормативному коэффициенту эффективности $p = 0,12 \text{ год}^{-1}$; t — порядковый номер года окончания строительства; i — порядковый номер года, в котором сделаны вложения K_i .

Таким образом, с учетом приведения капиталовложений получим:

$$З_{\text{р}} = S_{\text{год}} + p K_{\text{пр}}; \quad (\text{IV.82})$$

$$з_{\text{р}} = З_{\text{р}} / \mathcal{E}_{\text{год}}. \quad (\text{IV.83})$$

Величина z_p является критерием экономической эффективности. Если сравниваются несколько вариантов, то выбирается тот, у которого

$$z_p \rightarrow \min.$$

(IV.84)

На АЭС себестоимость и расчетные затраты в основном определяются топливной составляющей и составляющими, зависящими от капитальных вложений. Очевидно, что чем меньше стоимости ядерного горючего и установленного киловатта, тем при прочих равных условиях меньше себестоимость электроэнергии и удельные расчетные затраты. В настоящее время на атомных электростанциях составляющая удельных расчетных затрат, зависящая от начальных капиталовложений, заметно превосходит топливную. Поэтому снижение капиталовложений в сооружение станции является основной задачей атомной энергетики. Для ее решения идут прежде всего на укрупнение единичных мощностей основных агрегатов. Однако следует иметь в виду, что требования к их надежности при этом существенно возрастают, так как потери от простоя при выключении одного блока резко увеличиваются. Реальным путем снижения стоимости сооружения АЭС является также совершенствование компоновок атомных электростанций и отказ от некоторых проектных решений, принимавшихся ранее в связи с недостаточным опытом эксплуатации АЭС. Уменьшение капиталовложений в строительство АЭС связано также с использованием более дешевых и менее дефицитных конструкционных материалов. Это относится, например, к замене аустенитных нержавеющей сталей на перлитные в контурах реактора и всей станции, а также к отказу от применения аустенитных сталей при сооружении различных водяных емкостей станции вне зоны облучения и с использованием для этой цели различных защитных покрытий.

Технико-экономические расчеты по АТЭЦ осложняются наличием двух видов продукции (электроэнергии и теплоты). Еще более сложны технико-экономические расчеты, когда атомная энергия используется не только для получения электроэнергии и теплоты, но и для опреснения больших количеств сильно минерализованных вод, так как отнесение всей экономии, получающейся за счет комбинированного производства, только к себестоимости электроэнергии способствует завышению не только себестоимости отпускаемой теплоты, но и еще в большей мере к себестоимости 1 т опресненной воды.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

V.1. Основы регенеративного подогрева питательной воды

На рис. V.1 показан цикл Ренкина на насыщенном паре. Он ограничен замкнутой линией $abcd$. Если в этом цикле расширение пара ниже точки e сочетать с отводом теплоты к питательной воде, то процесс пойдет по линии ef , эквидистантной линии ag . При обратимом теплообмене температура питательной воды $T_{п.в}$ в точке g будет равна температуре насыщения в точке e , т. е. выше, чем в цикле Ренкина, поэтому возрастет средний температурный уровень подвода тепла, а следовательно увеличится к.п.д.

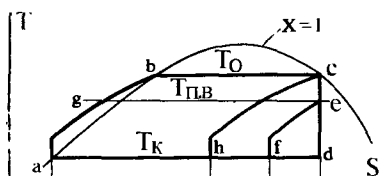


Рис. V.1. Цикл Ренкина и предельные регенеративные циклы на насыщенном паре

Подогрев питательной воды за счет теплоты расширяющегося пара называют *регенеративным подогревом питательной воды*, а цикл $abcef$ — *предельным регенеративным циклом*. Теплота, подведенная в горячем источнике (парогенераторе) к 1 кг воды в предельном регенеративном цикле,

$$q_{пр} = i_c - i_g. \quad (V.1)$$

Теплота, отведенная в холодном источнике (конденсаторе), $q_k = (s_f - s_a) T_k$. Так как $s_f - s_a = s_e - s_g$ и $s_e = s_c$, то

$$q_k = (s_c - s_g) T_k. \quad (V.2)$$

С помощью (V.1) и (V.2) через энтальпию и энтропию свежего пара и питательной воды можно выразить к.п.д. предельного регенеративного цикла:

$$\eta_{пр} = 1 - (q_k/q_{пр}) = 1 - T_k (s_c - s_g)/(i_c - i_g). \quad (V.3)$$

Формула (V.3) позволяет также приближенно оценить внутренний к.п.д. реального регенеративного цикла, который в 1,25–1,3 раза меньше, чем $\eta_{пр}$. Чем выше $T_{п.в}$, тем больше $\eta_{пр}$ и при $T_{к.в} = T_0$ регенеративный цикл

$abcef$ переходит в обобщенный цикл Карно $abch$, к.п.д. которого максимален при заданных значениях T_0 и T_K . С увеличением $T_{п.в}$ площадь $abcef$, пропорциональная работе 1 кг пара, уменьшается. Вследствие этого для получения заданной мощности необходимо увеличивать общий расход пара на турбину, что удорожает пароводяной тракт, хотя одновременно и возрастает к.п.д.

Предельный регенеративный цикл мог бы быть осуществлен, если процесс расширения пара ниже точки e (рис. V.1) разбить на участки с бесконечно малыми теплоперепадами и чередовать расширение и теплообмен в бесконечно большом количестве подогревателей, через которые будет проходить весь пар. Если количество подогревателей ограничено, например, до четырех комплектов (рис. V.2), то процесс будет носить ступенчатый характер. К.п.д. этого цикла $\eta_{i,p}$, как и $\eta_{пр}$, зависит от $T_{п.в}$, т. е. от давления в отборе № 1. Однако всегда $\eta_{i,p} < \eta_{пр}$, что связано с потерями от необратимости теплообмена в подогревателях. Действительно, если вода поступает в подогреватель с температурой T' , а выходит из него с температурой T'' , то для нагрева воды до такой температуры потребуется пар с температурой $T_{п} = T'' + \delta t$, более высокой, чем T'' .

Если даже принять, что $\delta t \rightarrow 0$ и $T_{п} = T''$, то и тогда разность температур пара и воды в начале нагрева $\Delta T = T_{п} - T' = T'' - T'$ приведет к потерям от необратимости теплообмена тем большим, чем больше величина ΔT . Средний подогрев в одной ступени $\Delta T_{ср} = (T_{п.в} - T_K)/z$ при заданном значении $T_{п.в}$ снижается с увеличением z . Уменьшается при этом необратимость теплообмена, а к.п.д. возрастает, стремясь к $\eta_{пр}$ при $z \rightarrow \infty$. Однако увеличение числа подогревателей удорожает турбоустановку, что не всегда оправдано увеличением тепловой экономичности.

При подогреве воды в j -й ступени на ΔT_j ($j = 1, 2, 3, 4$) общий подогрев составит $T_{п.в} - T_K = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_4$. Если принять $T_{п.в} = \text{const}$, то увеличение одного из слагаемых правой части равенства, например ΔT_2 , приведет к уменьшению остальных слагаемых. При этом потери от необратимости теплообмена во втором подогревателе возрастут, а в остальных — уменьшатся. При некотором соотношении между ΔT_j , называемом оптимальным, сумма потерь будет минимальной, а к.п.д. — максимальным. Определение оптимальных значений подогрева по ступеням —

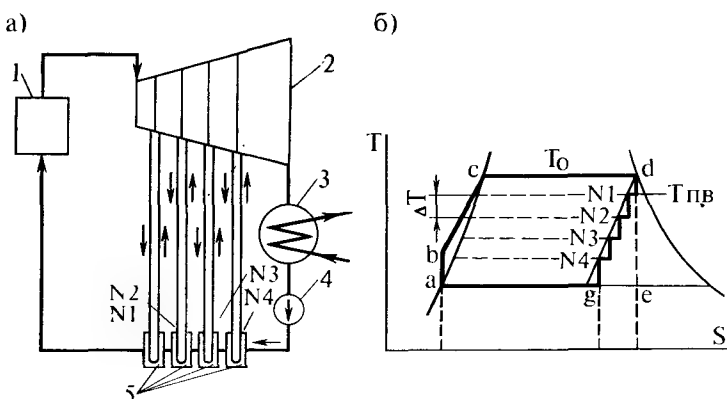
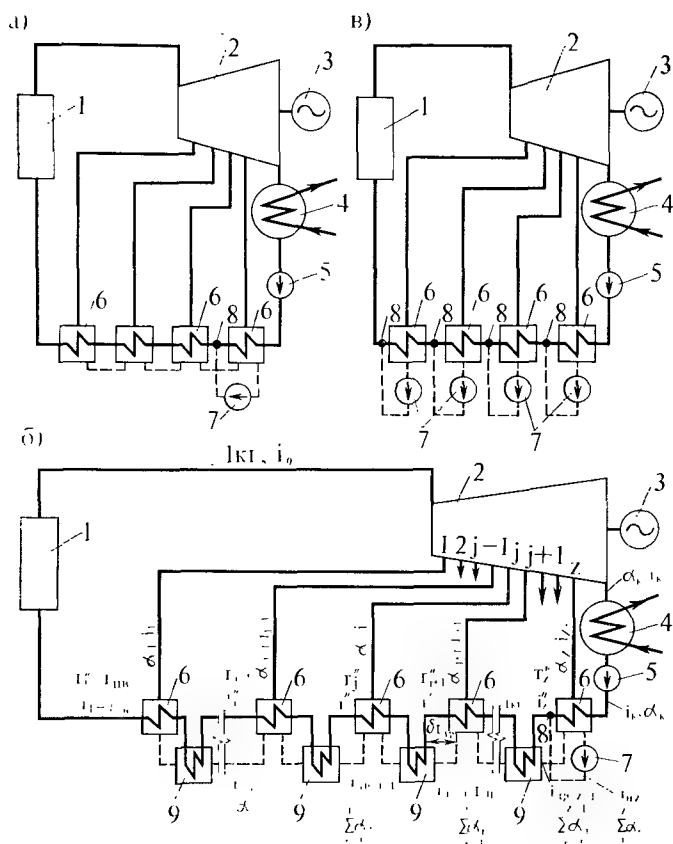


Рис. V.2. Регенеративный подогрев питательной воды при отводе в подогреватели полного расхода пара для турбины на насыщенном паре:

а — схема; 2 — турбина; 4 — насос;
1 — парогенератор; 3 — конденсатор; 5 — регенеративные подогреватели;
б — цикл в T, s -диаграмме

важная задача построения регенеративных циклов, поскольку она позволяет увеличивать к.п.д. без дополнительных затрат. Потери тепловой экономичности зависят также от недогрева воды до температуры насыщения отборного пара $T_{нi}$:

чем эта величина больше, тем более высокое давление греющего пара требуется для достижения одинакового подогрева воды, что термодинамически невыгодно. Но при малых δt снижается интенсивность теплообмена, возрастают поверхности и удорожаются подогреватели.



a — каскадный слив без охладителя дренажа с одним дренажным насосом;

б — каскадный слив с охладителями дренажа с одним дренажным насосом;

в — откачка дренажа насосами;

1 — парогенератор;

2 — турбина;

3 — генератор;

4 — конденсатор;

5 — конденсатный насос;

6 — регенеративный подогреватель поверхностного типа:

7 — дренажный насос;

8 — смеситель;

9 — охладитель дренажа

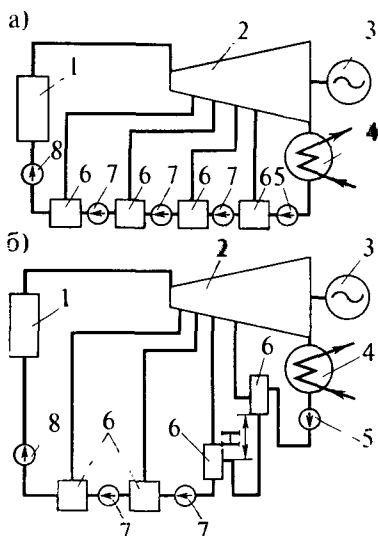


Рис. V.4. Регенеративные схемы со смешивающими подогревателями:

- а — с перекачивающими насосами;
- б — с частичным самотечным движением воды;
- 1 — парогенератор;
- 2 — турбина;
- 3 — генератор;
- 4 — конденсатор;
- 5 — конденсатный насос;
- 6 — регенеративный подогреватель смешивающего типа;
- 7 — перекачивающий насос;
- 8 — питательный насос

ходу пара. На рис. V.3, б через j обозначен порядковый номер рассчитываемого подогревателя, а через r — номера предшествующих подогревателей (от первого до рассчитываемого), т. е. $1 \leq r \leq j-1$. Пар, поступающий в подогреватель, называют *отборным*. В схемах, показанных на рис. V.3, установлены подогреватели поверхностного типа. Эти схемы отличаются способом отвода из подогревателей конденсата греющего пара. В схеме на рис. V.3, а конденсат греющего пара (дренаж) самотеком сливается в подогреватель с меньшим давлением, где вскипает. Образовавшийся пар вытесняет отборный пар более низкого давления, что термодинамически невыгодно, и снижает к.п.д. Чтобы уменьшить вскипание дренажа, его можно предварительно пропустить через охладители (рис. V.3, б), в которых он охлаждается питательной водой до температуры $T_{дрj} = T''_{j+1} + \delta t_{др}$, где $\delta t_{др}$ — температурный напор на выходе дренажа из охладителя (чем он меньше, тем меньше вскипание, но больше требуемая поверхность теплообмена в охладителе). В схеме с дренажными насосами (рис. V.3, в) потери от вскипания дренажа вообще отсутствуют, но установка у каждого подогревателя насосов усложняет и удорожает схему.

Теплообмен в смешивающих подогревателях происходит при контакте пара с водой. В термодинамическом отношении они совершенней, чем поверхностные, поскольку здесь $\delta t = 0$ и отсутствуют потери, от необратимости, обусловленные каскадным сливом дренажа. Однако в схеме, показанной на рис. V.4, а, требуется установка перекачивающих насосов после каждого подогревателя, что весьма сложно.

Можно уменьшить количество насосов, расположив подогреватели в два яруса по вертикали (рис. V.4, б) и соединив их сифонными затворами. При этом необходимая высота H между уровнями воды должна удовлетворять неравенству $H \geq \Delta p / \gamma_w$, где Δp — разность давлений в подогревателях; γ_w — удельный вес воды. Такое расположение подогревателей усложняет компоновку, а при $H \geq 35-40$ м практически неосуществимо.

В реальных схемах турбоустановок в основном используют подогреватели поверхностного типа, но имеется, по крайней мере, один подогреватель смешивающего типа — деаэратор. Охладители дренажа часто имеются не у всех подогревателей, а количество дренажных насосов применяют от одного до трех.

Окончательно выбирают схему на основании технико-экономических расчетов, в которых учитывается влияние тех или иных решений не только на к.п.д. турбоустановки, но и на ее стоимость.

Все сказанное о регенеративных циклах на насыщенном паре относится и к циклам на перегретом паре. Отличие заключается лишь в том, что конечная температура регенеративного подогрева не может быть равна температуре перегрева T_0 , т. е. начальной температуре цикла. Поэтому и цикл Карно в этом случае неосуществим даже теоретически. В обоих циклах максимальный регенеративный подогрев воды одинаков (до температуры насыщения свежего пара $T_{н0}$), и в этом отношении турбоустановки на перегретом паре преимуществ не имеют. Более того, необратимость теплообмена при нагреве питательной воды перегретым паром больше, чем при ее нагреве насыщенным или влажным паром (больше средняя разность температур). Поэтому при равных начальных и конечных давлениях и одинаковой температуре питательной воды выигрыш в значениях к.п.д. от перегрева пара в регенеративном цикле несколько меньше, чем в простом цикле Ренкина с теми же параметрами пара.

При равенстве начальных температур давление в цикле на насыщенном паре выше, чем в цикле на перегретом паре. Поэтому и к.п.д. простого цикла Ренкина на насыщенном паре больше. В регенеративных циклах на такие же начальные параметры пара разница в значениях к.п.д. возрастает, поскольку при большем давлении возможен больший регенеративный подогрев.

Из сделанного анализа следует, что единственным мероприятием, увеличивающим к.п.д. и не требующим дополнительных капиталовложений, является оптимизация подогрева воды по ступеням. Повышение к.п.д. за счет других факторов (увеличение $T_{п-в}$ и z ; снижение δt , совершенствование схем слива дренажа и установка смешивающих подогревателей) требует дополнительных затрат. Поэтому выбор того или иного решения должен делаться на основе комплексных технико-экономических расчетов, учитывающих изменение как к.п.д., так и начальных капиталовложений.

V.2. Расходные и энергетические балансы регенеративных схем

Для анализа схем регенеративного подогрева воды необходимо определить расход пара на каждый из общего числа z подогревателей. С этой целью составляют уравнения теплового баланса каждого из подогревателей.

Для любого подогревателя поверхностного типа номер j (см. рис. V.3, б), кроме последнего ($j = z$), не имеющего охладителя дренажа, тепловой баланс запишется в виде

$$Q_{пj} + Q_{дрj} = Q_{вj},$$

где $Q_{пj} = (i_j - i_{дрj})\alpha_j$ — теплота, отданная в подогревателе отборным паром; $Q_{дрj} = (i_{дрj-1} - i_{дрj})\sum_{r=1}^{j-1} \alpha_r$ — теплота, отданная в подогревателе конденсатом греющего пара (дренажем); $Q_{вj} = (i_j'' - i_{j+1}'')$ — теплота, воспринятая в подогревателе 1 кг воды; α_j, α_r — количества отборного пара, поступающие в подогреватели номер j и r в долях от начального расхода пара на турбину; $i_j, i_{дрj}, i_j''$ — энтальпии отборного пара, дренажа за охладителем и воды на выходе из подогревателя номер j ; $i_{дрj-1}$ — энтальпия дренажа на выходе из следующего по ходу воды охладителя, т. е. номер $j-1$;

i''_{j+1} — энтальпия воды на выходе из предшествующего по ходу воды подогревателя, т. е. номер $j + 1$

Из этих равенств получим

$$\alpha_j = \left[(i''_j - i''_{j+1}) - (i_{\text{др } j-1} - i_{\text{др } j}) \sum_{r=1}^{j-1} \alpha_r \right] / (i_j - i_{\text{др } j}). \quad (\text{V.4})$$

Тепловой баланс последнего по ходу пара подогревателя (номер z) целесообразно составлять вместе со смесителем (см. рис. V.3, б, поз. 8). Для этого подогревателя и смесителя тепловой баланс запишется в виде

$$Q_{\text{пз}} + Q_{\text{др } z} + Q_{\text{к}} = Q_{\text{вз}},$$

где $Q_{\text{пз}} = \alpha_z i_z$ — теплота, вносимая в подогреватель отборным паром;

$Q_{\text{др } z} = i_{\text{др } z-1} \sum_{r=1}^{z-1} \alpha_r$ — теплота, вносимая в подогреватель дренажем из сле-

дующего по ходу воды охладителя; $Q_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} i'_{\text{к}}$ — теплота, вносимая водой

из конденсатора; $\alpha_{\text{к}} = 1 - \sum_{r=1}^z \alpha_r$ — количество воды, выходящей из конден-

сатора, равное количеству пара, поступающего в него из турбины.

Решая эти уравнения, найдем

$$\alpha_z = \left[(i''_z - i'_{\text{к}}) - (i_{\text{др } z-1} - i'_{\text{к}}) \sum_{r=1}^{z-1} \alpha_r \right] / (i_z - i'_{\text{к}}). \quad (\text{V.5})$$

Для расчетов по равенствам (V.4) и (V.5) необходимо прежде всего знать энтальпию отборного пара. Она определяется точкой пересечения изобары p_j (p_j — давление в отборе) с линией расширения в турбине (рис. V.5). Далее следует рассмотреть параметры воды на выходе из подогревателей и параметры дренажа на выходе из охладителей.

Температура воды на выходе из подогревателя t_j'' ниже, чем температура насыщения в этом же подогревателе $t_{\text{н}j}$, на величину температурного напора δt , т. е. для подогревателя

$$t_j'' = t_{\text{н}j} - \delta t. \quad (\text{V.6})$$

Для определения энтальпии воды i''_j необходимо помимо температуры знать и давления воды по тракту, которые определяются гидравлическим расчетом, проводимым позднее. Поэтому энтальпии воды с достаточной точностью можно подсчитать по выражению

$$i_j'' = c_p (t_{\text{н}j} - \delta t), \quad (\text{V.7})$$

приняв теплоемкость воды (как и далее в этом параграфе) постоянной. Между дренажем, выходящим из j -го охладителя с температурой $t_{\text{др } j}$, и водой, входящей в этот охладитель из подогревателя номер $j + 1$ с темпе-

ратурой t''_{j+1} , имеется некоторый температурный напор $\delta t_{др}$, т. е. для охладителя дренажа

$$\delta t_{др} = t_{др j} - t''_{j+1}. \quad (V.8)$$

Если величина температурного напора известна, то энтальпия дренажа

$$i_{др j} = c_p (t''_{j+1} + \delta t_{др}). \quad (V.9)$$

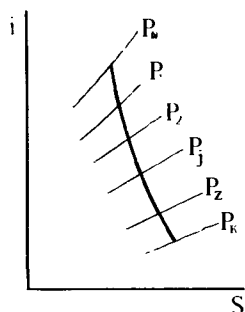


Рис. V.5. К определению параметров отборного пара

Запишем (V.6) применительно к подогревателю номер $j + 1$

$$t''_{j+1} = t_{н j+1} - \delta t, \quad (V.10)$$

тогда из двух последних соотношений получим

$$i_{др j} = c_p (t_{н j+1} - \delta t + \delta t_{др}). \quad (V.11)$$

Таким образом, если известны параметры отборного пара и температурные напоры, то (V.4), (V.5), (V.7) и (V.11) позволяют определить расход пара на любой из подогревателей, включенных по схеме, приведенной на рис. V.3, б. Первые два равенства — уравнения теплового баланса, два другие определяют условия теплообмена.

В схеме без охладителей (рис. V.3, а) дренаж сливается в следующий подогреватель неохлажденным, т. е. при температуре насыщения и с соответствующей этой температуре энтальпией:

$$t_{др j} = t_{н j}; \quad (V.12)$$

$$i_{др j} = i_{н j}. \quad (V.13)$$

Поэтому при расчетах схемы, показанной на рис. V.3, а, вместо (V.11) следует пользоваться уравнением (V.13), а уравнения теплового баланса (V.4) и (V.5) и условие теплообмена в подогревателе (V.7) остаются такими же, как и в схеме, данной на рис. V.3, б. Таким образом, для схемы без охладителей дренажа расчеты следует производить по (V.4), (V.5), (V.7) и (V.13). Отметим, что формально вместо (V.13) можно, как и для рис. V.3, б использовать (V.8) и (V.11), но приняв в них

$$\delta t_{др} = t_{н j} - t''_{j+1}. \quad (V.14)$$

Действительно, из соотношений (V.11) и (V.14) имеем

$$i_{др j} = c_p [t_{nj+1} - \delta t + (t_{nj} - t'_{j+1})] = c_p [t_{nj+1} + t_{nj} - (t'_{j+1} + \delta t)].$$

В соответствии с (V.6) $t'_{j+1} + \delta t = t_{nj+1}$, тогда $i_{др j} = c_p t_{nj}$, что эквивалентно равенствам (V.12) и (V.13).

Схема с дренажными насосами (см. рис. V.3, в) отличается от схемы с охладителями дренажа расходами воды через подогреватели. В первом случае расход воды через все подогреватели различный, а во втором он одинаковый во всех подогревателях, кроме первого по ходу воды (номер 2). Тем не менее и в этом случае полученные выше равенства для схемы, представленной на рис. V.3, б, пригодны и для схемы, показанной на рис. V.3, в, если в соотношении (V.11), определяющем условия теплообмена, положить $\delta t_{др} = 0$, т. е. записать его в виде

$$i_{др j} = c_p (t_{nj+1} - \delta t) = c_p t'_{j+1} = i'_{j+1}. \quad (V.15)$$

Таким образом, и в этом случае отличия расчетных соотношений обусловлены различием в условиях теплообмена. Иначе говоря, если в схеме, данной на рис. V.3, б, положить $\delta t_{др} = 0$, то в термодинамическом отношении она становится идентичной схеме, приведенной на рис. V.3, в.

Если в схеме с поверхностными подогревателями и охладителями дренажа принять одновременно $\delta t = 0$ и $\delta t_{др} = 0$, то она по всем термодинамическим показателям, в том числе и по расходу пара на регенеративные подогреватели, становится тождественной схеме со смешивающими подогревателями.

Положив $\delta t = 0$ и $\delta t_{др} = 0$, из (V.7) и (V.11) получим:

$$i_{др j} = c_p t_{nj+1} = i_{nj+1}; \quad (V.16)$$

$$i''_j = c_p t_{nj} = i_{nj}. \quad (V.17)$$

Используя далее равенства (V.4) и (V.5), можно рассчитать схему со смешивающими подогревателями, изображенную на рис. V.4.

Таким образом, уравнения теплового баланса (V.4) и (V.5) пригодны для всех рассматриваемых случаев. Отличие состоит лишь в значениях δt и $\delta t_{др}$, т. е. в условиях теплообмена в различных схемах: $\delta t = 0$ для схемы рис. V.4; $\delta t > 0$ для всех схем, кроме схемы рис. V.4; $\delta t_{др} = 0$ — для схемы рис. V.3, а и V.4; $\delta t_{др} = t_{nj} - t'_{j+1}$ для схемы рис. V.3, в; $t_{nj} - t'_{j+1} = \delta t_{др} > 0$ для схемы рис. V.3, б.

Рассмотрим подробнее двухступенчатую схему подогрева воды в смешивающих подогревателях. Для нее в соответствии с (V.4), (V.5), (V.16) и (V.17) получим:

$$\alpha_1 = (i_{n1} - i_{n2}) / (i_1 - i_{n2});$$

$$\alpha_2 = [i_{n2} - i'_k - (i_{n2} - i'_k) \alpha_1] / (i_2 - i'_k) = (i_{n2} - i'_k) (1 - \alpha_1) / (i_2 - i'_k).$$

В этой схеме расход пара в конденсатор

$$\alpha_k = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 = 1 - \alpha_1 - (i_{n2} - i'_k) (1 - \alpha_1) / (i_2 - i'_k).$$

Вынося из скобки $(1-\alpha_1)$, после преобразований имеем

$$\alpha_K = \frac{i_1 - i_{H1}}{(i_1 - i_{H2})} \cdot \frac{i_2 - i_{H2}}{(i_2 - i'_K)}.$$

Представим это равенство в виде

$$\alpha_K = \frac{i_1 - i_{H1}}{(i_1 - i_{H1}) - (i_{H1} - i_{H2})} \cdot \frac{i_2 - i_{H2}}{(i_2 - i_{H2}) - (i_{H2} - i'_K)},$$

где $i_1 - i_{H1} = q_1$ и $i_2 - i_{H2} = q_2$ — теплота, отданная отборным паром воде в подогревателях; $i_{H1} - i_{H2} = c_p(t_{H1} - t_{H2})$ и $i_{H2} - i'_K = c_p(t_{H2} - t'_K)$ — приращение энтальпии воды в каждом из подогревателей.

Используя введенные обозначения, получим

$$\alpha_K = \frac{q_1}{q_1 + c_p(t_{H1} - t_{H2})} \cdot \frac{q_2}{q_2 + c_p(t_{H2} - t'_K)}. \quad (V.18)$$

Теплота, отведенная от пара в конденсаторе, и теплота, подведенная к воде и пару в парогенераторе,

$$Q_K = \alpha_K(i_K - i'_K) = \alpha_K q_K;$$

$$Q_{\Pi r} = i_0 - i_{H1} = (i_0 - i_{H0}) + (i_{H0} - i_{H1}) = q_0 + c_p(t_{H0} - t_{H1}),$$

где i_0, i_K — энтальпии острого и отработавшего пара; i_{H0}, i'_K — энтальпии воды на линии насыщения при давлении перед турбиной и за турбиной (в конденсаторе); $q_K = i_K - i'_K$ — теплота, отведенная от 1 кг пара в конденсаторе; $q_0 = i_0 - i_{H0}$ — теплота, затраченная на испарение воды и перегрев пара; $i_{H0} - i_{H1} = c_p(t_{H0} - t_{H1})$ — теплота, затраченная в парогенераторе на нагрев воды до температуры кипения.

Полученные выражения для Q_K и $Q_{\Pi r}$ позволяют записать к.п.д. регенеративного цикла

$$\eta_p = 1 - Q_K/Q_{\Pi r} = 1 - (q_K \alpha_K) / [q_0 + c_p(t_{H0} - t_{H1})].$$

Подставляя вместо α_K значения этой величины из (V.18), получим

$$\eta_p = 1 - \frac{q_K}{q_0 + c_p(t_{H0} - t_{H1})} \cdot \frac{q_1}{q_1 + c_p(t_{H1} - t_{H2})} \cdot \frac{q_2}{q_2 + c_p(t_{H2} - t'_K)}. \quad (V.19)$$

Для регенеративной системы с z смешивающими подогревателями аналогично можно получить

$$\begin{aligned} \eta_p = 1 - & \frac{q_K}{q_0 + c_p(t_{H0} - t_{H1})} \cdot \frac{q_1}{q_1 + c_p(t_{H1} - t_{H2})} \times \\ & \times \frac{q_2}{q_2 + c_p(t_{H2} - t_{H3})} \dots \frac{q_{j-1}}{q_{j-1} + c_p(t_{Hj-1} - t_{Hj})} \times \\ & \times \frac{q_j}{q_j + c_p(t_{Hj} - t_{Hj+1})} \dots \frac{q_z}{q_z + c_p(t_{Hz} - t'_K)}. \end{aligned} \quad (V.20)$$

V.3. Оптимизация параметров регенеративных отборов

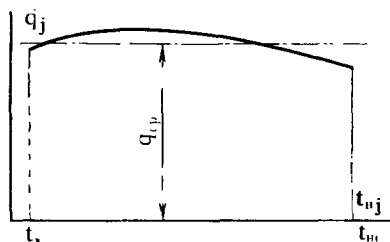


Рис. V.6. Зависимость количества теплоты, отдаваемой 1 кг пара, от температуры насыщения

На рис. V.6 показана зависимость величины q_j от температуры насыщения отборного пара. Из графика видно, что во всем интервале температур от t'_k до t_{n0} величина q_j изменяется слабо и можно положить, что $q_i = q_{cp} = \text{const}$:

$$q_0 = q_1 = q_2 = \dots = q_j = \dots = q_z = q_{cp}. \quad (\text{V.21})$$

С учетом (V.21) запишем (V.20) в виде

$$\eta_p = 1 - q_{cp}^{z+1}/y, \quad (\text{V.22})$$

где

$$y = [q_{cp} + c_p(t_{n0} - t_{n1})][q_{cp} + c_p(t_{n1} - t_{n2})] \times \\ \times [q_{cp} + c_p(t_{n2} - t_{n3})] \dots [q_{cp} + c_p(t_{nj} - t_{nj+1})] \dots [q_{cp} + c_p(t_{nz} - t_k)]. \quad (\text{V.23})$$

Чем больше y , тем больше η_p , поэтому для нахождения максимума к.п.д. достаточно найти максимум величины y , т. е. решить z уравнений:

$$\frac{\partial y}{\partial t_{nj}} = 0 \quad (j = 1, 2, \dots, j, \dots, z). \quad (\text{V.24})$$

В равенстве (V.23) каждая из переменных величин t_{nj} имеется только в двух сомножителях, а все остальные сомножители не зависят от t_{nj} . Например, t_{n2} входит только во второй и третий сомножители. Выполнив дифференцирование равенства (V.23) с учетом сказанного и приняв производные равными нулю, получим $\frac{\partial}{\partial t_{nj}} \{ [q_{cp} + c_p(t_{nj-1} - t_{nj})][q_{cp} + c_p(t_{nj} - t_{nj+1})] \} = 0$.

Из этого равенства следует, что $t_{nj-1} - t_{nj} = t_{nj} - t_{nj+1}$.

Полагая $j = 1$, затем $j = 2$ и т. д. до $j = z$, получим систему, состоящую из z уравнений:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \ t_{n0} - t_{n1} = t_{n1} - t_{n2}; \\ 2) \ t_{n1} - t_{n2} = t_{n2} - t_{n3}; \\ 3) \ t_{n2} - t_{n3} = t_{n3} - t_{n4}; \\ \dots \dots \dots \\ z) \ t_{z-1} - t_z = t_z - t_k. \end{array} \right\} \quad (\text{V.25})$$

Правая часть равенства (1) равна левой части равенства (2). В свою очередь правая часть равенства (2) и левая часть равенства (3) также равны между собой и т. д. Из этого следует, что все $z + 1$ разностей, входящих в систему уравнений (V.25), равны между собой. Поэтому их можно приравнять к одной и той же величине Δt и записать $z + 1$ уравнений:

$$\left. \begin{aligned} t_{н0} - t_{н1} &= \Delta t; \\ t_{н1} - t_{н2} &= \Delta t; \\ t_{н2} - t_{н3} &= \Delta t; \\ &\dots \dots \dots \\ t_{нz} - t_{н.к} &= \Delta t. \end{aligned} \right\} \quad (V.26)$$

Сложив эти равенства и поделив их на $z + 1$, получим

$$\Delta t = (t_{н0} - t_{к}) / (z + 1). \quad (V.27)$$

Таким образом, из полученных соотношений следует: для достижения максимума к.п.д. необходимо, чтобы нагрев воды в парогенераторе ($t_{н0} - t_{н1}$) и в каждом из регенеративных подогревателей (остальные разности) был одинаковым и равным $(t_{н0} - t_{к}) / (z + 1)$.

Температура питательной воды на входе в парогенератор $t_{п.в}$ равна температуре воды за подогревателем № 1, т. е. $t_{п.в} = t_{н1}$. Значение $t_{п.в}$, при котором к.п.д. максимален, называют *термодинамически оптимальной температурой регенеративного подогрева*. В регенеративной системе с z смешивающими подогревателями

$$(t_{п.в}^{опт})_z = t_{к} + z\Delta t = t_{к} + (t_{н0} - t_{к})z / (z + 1). \quad (V.28)$$

Предположим, что по тем или иным причинам температура питательной воды является заданной величиной. В этом случае $t_{н1}$ — фиксированный параметр, а не переменная величина, и в системе (V.24) вместо z будет $z - 1$ уравнений:

$$\frac{\partial y}{\partial t_{нj}} = 0 \quad (j = 2, 3, \dots, z).$$

Иначе говоря, при нахождении максимума к.п.д. условие $\frac{\partial y}{\partial t_{н1}} = 0$ должно быть исключено.

Соответственно и в системе (V.26) не будет первого уравнения, поскольку оно является решением уравнения $\frac{\partial y}{\partial t_{н1}} = 0$.

С учетом сказанного для рассматриваемого случая система (V.26) запишется в виде z равенств:

$$\left. \begin{aligned} t_{н1} - t_{н2} &= \Delta t; \\ t_{н2} - t_{н3} &= \Delta t; \\ &\dots \dots \dots \\ t_z - t_{к} &= \Delta t. \end{aligned} \right\} \quad (V.29)$$

Сложив эти равенства, имеем $t_{н1} - t_{к} = z\Delta t$, а поскольку $t_{н1} = t_{п.в}$, получим

$$\Delta t = (t_{п.в} - t_{к})/z. \quad (V.30)$$

Таким образом, и в данном случае приращение температуры во всех подогревателях должно быть одинаковым, однако оно не равно приращению температуры воды в парогенераторе, как это было в предыдущем случае при определении термодинамически оптимальной температуры регенеративного подогрева воды.

Можно показать, что для схемы рис. V.3, б с поверхностными подогревателями и охладителями дренажа оптимальный нагрев воды во всех подогревателях, кроме ближайшего к конденсатору (номер z), определяется соотношением

$$\Delta t = (t_{н0} - t_{к} - \delta t)/[1 + z(1 + 2c_p \delta t_{др}/q_{ср})], \quad (V.31)$$

а для подогревателя номер z

$$\Delta t_z = \Delta t(1 + zc_p \delta t_{др}/q_{ср}). \quad (V.32)$$

Если положим в этих равенствах $\delta t_{др} = 0$, то они будут относиться к схеме с дренажными насосами. Для этой схемы оптимальный нагрев во всех подогревателях одинаков и составляет $\Delta t = (t_{н0} - t_{к} - \delta t)/(1 + z)$. Если принять $\delta t = 0$, то вновь получим соотношение (V.27) для смешивающих подогревателей.

В предыдущем параграфе отмечалось, что расход пара на подогреватели зависит от условий теплообмена, т. е. от δt и $\delta t_{др}$. По этой причине и оптимальный нагрев воды в каждой схеме также зависит от δt и $\delta t_{др}$. Когда эти величины стремятся к нулю, расчетные формулы для всех схем становятся одинаковыми.

Результаты расчетов по (V.27), (V.31) и (V.32) отличаются несущественно. Так, например, при $z = 6$, $t_{н0} = 240^\circ \text{C}$ и $t_{к} = 30^\circ \text{C}$ из (V.27) получим $\Delta t = 30^\circ \text{C}$. Если $\delta t = 3^\circ \text{C}$, $\delta t_{др} = 8^\circ \text{C}$, $q_{ср} = 2236 \text{ кДж/кг}$, то из (V.31) и (V.32) имеем $\Delta t = 28,5^\circ \text{C}$ и $\Delta t_z = 31,5^\circ \text{C}$.

В первом случае оптимальная температура регенеративного нагрева $(t_{п.в})_{\text{т}} = t_{к} + z\Delta t = 30 + 6 \cdot 30 = 210^\circ \text{C}$, а во втором $(t_{п.в})_{\text{т}} = t_{к} + (z-1)\Delta t + \Delta t_z = 30 + 5 \cdot 28,5 + 31,5 = 204^\circ \text{C}$.

Такое расхождение результатов не имеет практического значения и всегда можно использовать равенство (V.27). Точный вид зависимости $q_j = f(t_{нj})$ не менее сложен, чем уравнение состояния водяного пара. Поэтому при исследовании регенеративных схем используют упрощенные зависимости, например $q_j = \text{const}$, как это было сделано выше. При других упрощенных предпосылках получаются несколько иные соотношения, например для насыщенного пара может быть использовано соотношение

$$(T_{п.в}'' - T_2'')/T_2'' = (T_2 - T_3')/T_3' = \dots = (T_z' - T_k'')/T_k'', \quad (V.33)$$

которое эквивалентно равенству

$$T_j/T_{j+1} = \text{const}. \quad (V.34)$$

В сравнении равномерной разбивкой подогрева по (V.27) равенство (V.34) дает увеличение подогрева в каждой последующей ступени по ходу воды

на 1,5—2,5%. К.п.д. регенеративных циклов с разбивкой подогрева по (V.27) и (V.34) практически совпадают. Требуемые давления отборного пара и реальные давления пара за ступенями турбины, откуда он отводится, как правило, не совпадают, поэтому не-

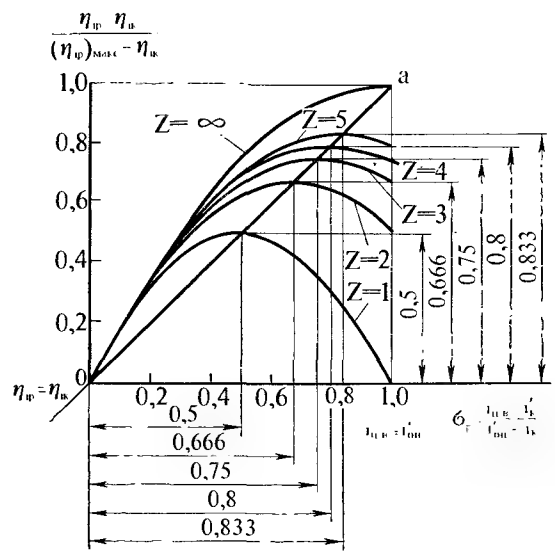


Рис. V.7. Теоретическая зависимость относительного изменения к. п. д. регенеративного цикла от степени регенерации и количества отбора:
 z — количество отборов;
 η_{iR} — к.п.д. цикла без регенерации;
 $\eta_{\max}$ — к.п.д. предельного регенеративного цикла с подогревом воды до температуры насыщения свежего пара

избежны отклонения от оптимальных разбивок ступеней подогрева. Обычно представляется возможным получить распределение подогрева, занимающее промежуточное положение между (V.27) и (V.34), которое обеспечивает практически оптимальный подогрев по ступеням.

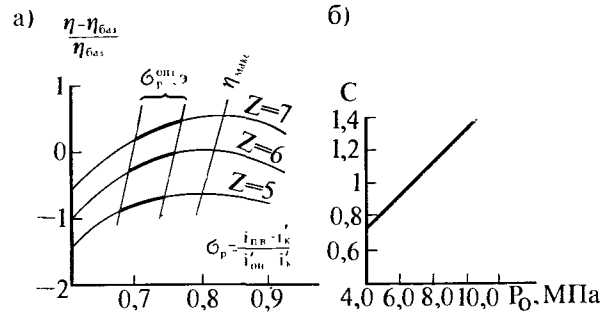


Рис. V.8. Расчетная зависимость относительного изменения к. п. д. регенеративного цикла от степени регенерации и количества отборов. График а построен для турбоустановок на $p_0 = 7,0$ МПа. При другом давлении относительное изменение к. п. д. умножить на величину С по графику б:
 z — количество отборов;
 $\eta_{баз}$ — максимальный к.п.д. регенеративного цикла с шестью отборами на начальное давление $p_0 = 7,0$ МПа

Регенеративный подогрев воды удобно характеризовать безразмерной величиной

$$\sigma_p = (t_{п.в} - t_k) / (t_{0н} - t_k), \tag{V.35}$$

выражающей отношение фактического подогрева воды к максимально возможному и называемой степенью регенерации.

Для смешивающих подогревателей из равенства (V.28) термодинамически оптимальная степень регенерации, соответствующая максимуму к.п.д.,

$$\sigma_p^{\text{опт}} = [(t_{\text{п.в}}^{\text{опт}} - t_k) / (t_{0\text{н}} - t_k)] = z / (z + 1). \quad (\text{V.36})$$

На рис. V.7 показана зависимость к.п.д. от степени регенерации и количества подогревателей при разбивке подогрева по (V.27). Максимум к.п.д. на линиях $z = \text{const}$ соответствует точкам $\sigma_{\text{р.т}}^{\text{опт}} = z / (z + 1)$. На рис. V.8 приведена та же зависимость, но полученная вариантными расчетами для условий равномерной разбивки подогрева. В обоих случаях максимум к.п.д. соответствует примерно одинаковым значениям σ_p .

Выбор температуры питательной воды — задача сложная. С ростом степени регенерации к.п.д. возрастает, но вблизи точки его максимума рост замедляется (рис. V.8), а расход пара на турбоустановку увеличивается практически линейно (рис. V.9). Вследствие этого начиная с некоторого значения $\sigma_{\text{р.э}}^{\text{опт}}$, выигрыш в к.п.д. не компенсирует дополнительных затрат, связанных с увеличением расхода пара. Расчеты по выбору экономически оптимальной степени регенерации $\sigma_{\text{р.э}}^{\text{опт}}$ удобно производить в предположении

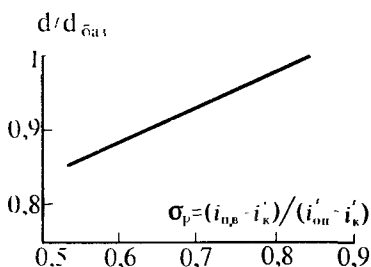


Рис. V.9. Относительный расход пара на турбоустановку в зависимости от степени регенерации:

$d_{\text{баз}}$ — базовое значение расхода пара на регенерацию, соответствующее термодинамически оптимальной степени регенерации

постоянной тепловой мощности реактора. При этом электрическая мощность блока будет отличаться на величину

$$\Delta W = W_{\text{теп}} (\eta'_{\text{э.нт}} - \eta''_{\text{э.нт}}), \quad (\text{V.37})$$

где $\eta'_{\text{э.нт}}$, $\eta''_{\text{э.нт}}$ — к.п.д., соответствующие степеням регенерации σ'_p и σ''_p ($\sigma'_p > \sigma''_p$).

На двухконтурных АЭС с парогенераторами, не имеющими экономайзера, увеличение расхода пара при большей степени регенерации вызывает удорожание сепарационных устройств парогенератора, трубопроводов свежего пара и питательной воды, ЦВД турбины, питательных насосов и ПВД. Стоимость ПВД увеличивается как из-за большего расхода воды через них, так и в связи с ее большим подогревом; возрастает стоимость электротехнических устройств в связи с большей мощностью АЭС. Наряду с этим из-за большего количества отбираемого пара и более высокого к.п.д. в этом же варианте удешевятся: ПНД, ЦНД турбины, турбинный сепаратор, промежуточный пароперегреватель и конденсационная установка.

На одноконтурных АЭС увеличение температуры питательной воды приводит к повышению паросодержания в активной зоне, что снижает запас по кризису кипения и ухудшает замедляющие свойства воды (последнее для корпусных реакторов). В результате может потребоваться увеличение циркуляции. Увеличение мощности ΔW в связи с ростом к.п.д. является экономически оправданным, если оно компенсирует дополнительные затраты. Экономически оптимальная степень регенерации на двухконтурных АЭС,

удовлетворяющая этому условию, составляет около 85—90% от термодинамического оптимума, т. е.

$$\sigma_{p.э}^{\text{опт}} = k\sigma_{p.г}^{\text{опт}}, \quad (\text{V.38})$$

где $k = 0,85—0,9$.

Общее количество подогревателей двухконтурных АЭС принимают равным 7—9, что соответствует среднему подогреву на одну ступень $\approx 16^\circ \text{C}$. На одноконтурных АЭС подогрев питательной воды дает меньший экономический эффект и оптимальная степень регенерации для них должна быть меньше.

V.4. Схемы включения и конструктивное оформление регенеративных подогревателей

Главная особенность схем включения смешивающих подогревателей — необходимость создания дополнительного напора питательной воды перед каждой ступенью подогрева. Способ создания этого напора может быть различным. Одна из таких схем (см. рис. V.4, а) предусматривает установку насосов перед каждой ступенью подогревателей или одного многоступенчатого насоса. Для сокращения числа насосов может быть использован и гидростатический перепад между отдельными подогревателями, располагаемыми на разных отметках (см. рис. V.4, б).

Применение смешивающих подогревателей чаще всего ограничивается областью от конденсатора до деаэратора. На последующем тракте регенеративные подогреватели или вовсе не применяют, или используют поверхностные, т. е. регенеративная схема получается комбинированной — со смешивающими ПНД и поверхностными ПВД.

Преимущество поверхностного регенеративного подогревателя — независимость давлений греющего пара и подогреваемой питательной воды. При этом можно одним насосом (конденсатным или питательным) прокачивать воду через несколько последовательно расположенных подогревателей. В поверхностных подогревателях происходит конденсация греющего пара, отбираемого из турбины. Конденсат этого пара возвращается в конденсатно-питательный тракт, что исключает потери конденсата и его теплоты.

Нагрев воды в поверхностных подогревателях возможен до температуры меньшей, чем температура конденсации греющего пара*, что несколько снижает преимущества регенеративного подогрева. Стремление уменьшить недогрев приводит к снижению интенсивности теплообмена и возрастанию потребных поверхностей нагрева. Технико-экономическими расчетами оптимальная величина недогрева и тем самым оптимальная величина минимального температурного напора для регенеративных подогревателей определены в пределах: для более дешевых материалов (латунь, углеродистая сталь) $1,5^\circ \text{C}$ для ПНД, для более дорогих материалов, например нержавеющей аустенитной стали $3,5—5^\circ \text{C}$ для ПНД и $5—7^\circ \text{C}$ для ПВД.

Наличие недогрева заставляет отбирать из турбины пар несколько большего давления и, следовательно, уменьшать количество электроэнергии, вырабатываемой отборным паром, что снижает тепловую экономичность регенеративного цикла. Учет недовыработки электроэнергии и изменения затрат на поверхности нагрева подогревателей лежит в основе выбора оптимальной величины δt .

* В подогревателях, имеющих специально выделенные поверхности для дополнительного подогрева питательной воды за счет теплоты перегрева пара, возможен более высокий нагрев воды.

Схемы включения поверхностных подогревателей более разнообразны, чем смешивающих, причем отличаются они главным образом способом подключения линий конденсатов греющих паров. На рис. V.3, в представлена схема с использованием дренажных насосов для подачи конденсата отборного пара в линию основного конденсата или для подогревателей высокого давления в линию питательной воды. Эта схема наиболее экономичная и близкая к смешивающим подогревателям. Однако она требует установки большого количества специальных дренажных насосов, так как для поверхностных подогревателей давление в линиях основного конденсата и питательной воды всегда выше, чем давление греющего пара. Наличие таких насосов усложняет и удорожает установку, увеличивает расход электроэнергии на собственные нужды и снижает надежность, учитывая работу насосов при температурах, близких к температурам насыщенного пара. Все это заставляет отказаться от применения таких схем.

Обычно применяют схемы с использованием каскадного слива дренажа, т. е. с подачей дренажа каждого подогревателя в предыдущий подогреватель (см. рис. V.3, а, б). По своей экономичности они уступают схеме, изображенной на рис. V.3, в, но более надежны в эксплуатации.

Снижение надежности работы при использовании дренажных насосов особенно сильно сказывается на тракте питательной воды из-за более высокого давления. Поэтому для ПВД в настоящее время практически во всех случаях используют только каскадные схемы слива конденсатов греющего пара. Это объясняется также трудностями создания дренажных насосов небольшой производительности (до 50 м³/ч) при высоком напоре. Для ПНД можно использовать схемы с каскадным сливом дренажей непосредственно в конденсатор (рис. V.10) без установки дренажных насосов. Однако при этом заметно снижается экономичность. Поэтому наиболее распространена схема комбинации каскадного слива с установкой одного дренажного насоса (см. рис. V.3, а) в области наиболее низких давлений, что делает такую схему очень надежной. Эта схема довольно распространена в обычной теплоэнергетике, так как по своей экономичности она занимает промежуточное положение между схемами, показанными на рис. V.3, в и V.10.

Особое внимание при работе регенеративных подогревателей необходимо обращать на надежный отсос из них паровоздушной смеси. Последние отборы турбины находятся под разрежением, способствующим поступлению воздуха в отборные трубопроводы и (через дренажную систему) в основной конденсатопровод. Тем самым могут интенсифицироваться процессы коррозии на конденсатном тракте, включая змеевики подогревателей. Если при номинальной нагрузке только один или два первых по ходу воды подогревателя работают под разрежением, то при частичных нагрузках давления в отборах уменьшаются и многие (при холостом ходе — все) регенеративные подогреватели могут стать вакуумными. В этих условиях возможность поступления воздуха в конденсатный и даже питательный тракт для схемы, показанной на рис. V.3, а, больше, чем для схемы, изображенной на рис. V.10.

Если схема подачи конденсатов греющих паров ПНД выполнена так, как показано на рис. V.3, а, производительность дренажных насосов должна отвечать суммарному расходу дренажа из всех ПНД. Насосы устанавливают без резерва, но предусматривают возможность переключения слива конденсата в конденсатор в случае отключения насоса. Для этого от линии всаса дренажного насоса создают дополнительную линию с соответствующей арматурой. Для выбора дренажных насосов может быть использована табл. VIII.2 (см. далее).

Вопросы организации слива дренажей имеют большое значение, так как в современных турбинных установках на регенеративные подогреватели

поступает 20—40% от полного расхода пара на турбину, а иногда и более. Независимо от способа слива из подогревателя должен быть обеспечен отвод только конденсата. Проскок вместе с конденсатом некоторой части пара снижает экономичность установки, так как это равносильно увеличению недовыработки электроэнергии в турбине. Для предотвращения проскока пара применяют определенные конструктивные решения. Так, при каскадном сливе дренажа у подогревателей устанавливают специальные устрой-

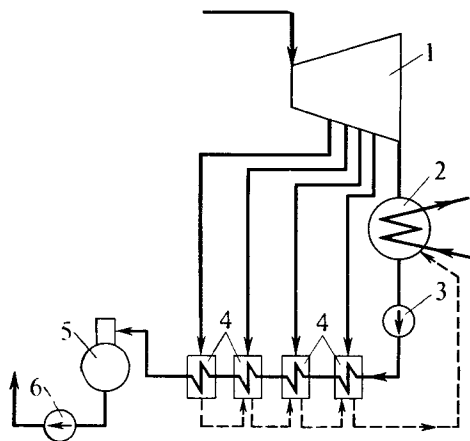


Рис. V.10. Регенеративная схема с поверхностными подогревателями с использованием каскадного слива дренажа греющих паров в конденсатор:

- 1 — турбина;
- 2 — конденсатор;
- 3 — конденсатный насос;
- 4 — ПНД;
- 5 — деаэратор;
- 6 — питательный насос

ства, при которых в системе отвода дренажа регулирующий клапан имеет привод от исполнительного механизма с электроприводом, управляемым датчиком уровня конденсата в корпусе подогревателя (рис. V.11).

В подогревателе должны быть предусмотрены защитно-предохранительные устройства, предотвращающие повышение уровня в нем. Такое повышение нежелательно по многим причинам. Прежде всего при этом уменьшается поверхность конденсации и снижается подогрев конденсата (или питательной воды). Кроме того, уровень воды может подняться до места отсоса паровоздушной смеси, и тогда в линии отсосов начнет поступать конденсат, что нарушит интенсивность отсоса и вызовет увеличение утечек конденсата, и, наконец, наличие запаса воды в корпусе подогревателя может вызвать ее вскипание и аварийный заброс пароводяной смеси в паровую турбину в случае, если при резкой посадке давления в ней не закрылись клапаны на подводе отборного пара к регенеративным подогревателям. При разрыве трубки подогревателя возможно повышение уровня в нем, поэтому регенеративные подогреватели снабжены автоматическими клапанами, отключающими подогреватели от линий пара и воды при повышении уровня, с включением обводной линии, по которой вода движется, минуя подогреватель.

В процессе конденсации греющего пара в регенеративных подогревателях выделяется воздух, отвод которого из подогревателей уменьшает коррозию оборудования, поэтому паровоздушная смесь отсасывается по каскадной схеме со сбросом из последнего по ходу пара ПНД в конденсатор — в область отсоса паровыми эжекторами (см. гл. VII), а из последнего по ходу пара ПВД — в деаэратор. Расход пара с отсосом из подогревателей должен быть ограниченным, и хотя каскадный отсос позволяет использовать этот пар как греющий в последующем подогревателе, но при этом имеет место некоторая потеря экономичности.

На одноконтурных АЭС содержание кислорода в греющем паре особенно велико, поэтому вместо каскадного предпочтителен был бы параллельный сброс отсосов из каждого ПНД непосредственно в конденсатор, а из каждого ПВД — в деаэратор. Однако при этом тепловая экономичность снижается и такие схемы не применяются.

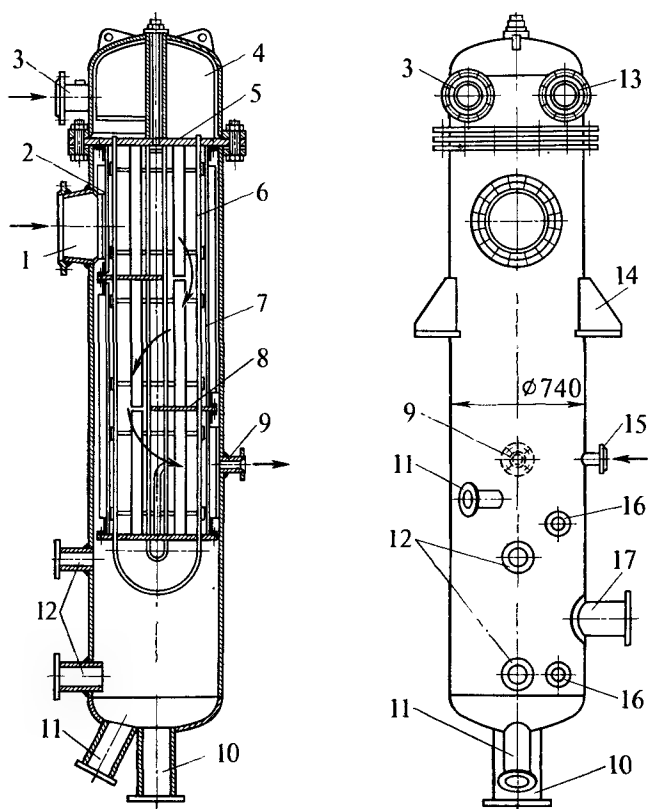


Рис. V.11. Поверхностный регенеративный подогреватель с трубной доской:

- | | |
|--|--|
| 1 — подвод греющего пара; | 11 — отводы к поплавковой камере конденсатоотводчика; |
| 2 — защитный лист; | 12 — отводы конденсата в импульсную камеру сигнализатора уровня; |
| 3 — входной патрубок основного конденсата; | 13 — выходной патрубок основного конденсата; |
| 4 — водяная камера; | 14 — опоры корпуса; |
| 5 — трубная доска; | 15 — подвод воздуха из смежного подогревателя; |
| 6 — латунные U-образные трубки; | 16 — отводы к водоуказательному прибору; |
| 7 — обечайка-каркас для трубок; | 17 — приемный патрубок конденсата из смежного подогревателя; |
| 8 — направляющие перегородки; | |
| 9 — патрубок отсоса воздуха; | |
| 10 — сливной трубопровод конденсата греющего пара; | |

Конструктивные схемы смешивающих подогревателей практически не отличаются от деаэрационных колонок (см. гл. VI). Конструктивные схемы поверхностных регенеративных подогревателей далее рассмотрены на основе наиболее употребительных к настоящему времени. В этих конструкциях общие положения таковы:

1) обеспечивают либо выемку трубной системы из корпуса, либо снятие корпуса с трубной системой. Соответственно при компоновке машинного зала предусматривают габариты выемки у вертикальных подогревателей вверх, а у горизонтальных — в горизонтальной плоскости;

2) среду с большим давлением (конденсат, питательная вода) направляют внутрь труб; греющий пар — снаружи, т. е. корпус подогревателя рассчитывают на давление греющего пара, поэтому он получается менее металлоемким, чем при обратном взаимном движении сред;

3) конструкции подогревателей не требуют специальных отсеков для использования температуры перегрева и более высокого подогрева воды, так как отборный пар турбин обычно влажный, реже насыщенный;

4) при обогреве влажным паром безразлично взаимное направление пара и воды, но греющий пар в регенеративных подогревателях всегда направляется сверху вниз, так как при этом облегчаются отсос воздуха и отвод конденсата. Движение пара организуют без застойных зон, обогащенных воздухом; в противном случае резко снизился бы коэффициент теплопередачи;

5) осуществляют надежный отсос воздуха, причем для одноконтурных АЭС систему отсоса в конденсатор выполняют из нержавеющей аустенитных сталей;

6) змеевиковую поверхность нагрева подогревателей выполняют наиболее компактно.

За счет большего давления нагреваемой среды (конденсат, питательная вода) в сравнении с греющей средой (отборный пар) обеспечивается невоскисание воды в подогревателях и отсутствие гидравлических ударов.

На рис. V.11 представлена типовая конструкция ПНД. Незначительные рабочие давления позволили сделать этот подогреватель с разъемным фланцем и трубной доской 5, что упрощает как его конструкцию, так и эксплуатацию. В цилиндрическом корпусе размещается поверхность нагрева, состоящая из U-образных трубок 6, завальцованных в трубной доске 5 и скрепленных обечайкой-каркасом 7, придающим пучку жесткость и предохраняющим его от вибраций. Водяная камера разделена перегородкой на две части. Нагреваемая вода входит через патрубок 3, проходит по трубкам сначала вниз, а затем вверх и выходит через патрубок 13. Скорость воды в трубках принимается в пределах 1,5—3 м/с. Греющий пар подводится через штуцер 1. Для улучшения омыwania поверхности змеевиков в корпусе установлены горизонтальные перегородки 8. Конденсат скапливается внизу корпуса и отводится через конденсатоотводчик, не допускающий проскока пара. Подогреватель рассчитан на каскадный слив дренажа и каскадный отсос газов. Поэтому в нем имеется штуцер 17 для приема конденсата греющего пара смежного подогревателя более высокого давления и поступления из него паровоздушной смеси через штуцер 15. Отсос паровоздушной смеси из данного подогревателя производится на том же уровне через патрубок 9. Корпус подогревателя имеет опоры для подвески к металлическим конструкциям или установки на бетонном основании у турбины.

Характеристики вертикальных ПНД приведены в табл. V.1. У некоторых турбин подогреватель наименьшего давления выполняют горизонтальным и размещают в горловине конденсатора.

Для ПВД конструкцию, изображенную на рис. V.11, как правило, не применяют из-за трудностей изготовления водяных камер и трубной доски. Наиболее распространена конструкция ПВД, представленная на рис. V.12. Вместо водяных камер и трубных досок применены вертикальные коллекторы 3, к которым присоединяют горизонтальные змеевики труб 2, выполненных в виде сварных спиралей. Перегородки в вертикальных коллекторах позволяют получать достаточно большие скорости воды (4—5 м/с) для обеспечения высокого коэффициента теплопередачи и уменьшения необходимой поверхности нагрева. Греющий пар подводится через штуцер 6 и опускается

Таблица V. 1. Основные характеристики регенеративных ПНД Саратовского завода (материал трубчатки — латунь)

Тип	Поверхность нагрева, м ²	Максимальное рабочее давление, МПа		Максимальная температура греющего пара, °С	Номинальный расход питательной воды, т/ч	Гидравлическое сопротивление трубной системы, м вод. ст.	Диаметр условного прохода, мм			Габаритные размеры собственно подогревателя, мм	
		в трубной системе	в корпусе				патрубок подвода греющего пара	патрубки подвода и отвода питательной воды	патрубок отвода конденсата греющего пара	высота, не более	диаметр корпуса
ПН-90-16-4-I							300	150		4200	
ПН-90-16-4-II	90,0	1,6	0,4	200	160	5,0	350	150	100	4000	1020
ПН-90-16-4-III							400	200		3600	
ПН-100-16-4-I							300	150		4600	
ПН-100-16-4-II	100,0	1,6	0,4	240	160	5,5	350	150	100	4000	1020
ПН-100-16-4-III							400	250		3500	
ПН-130-16-9-I							250			4250	
ПН-130-16-9-II	130,0	1,6	0,9	400	315	6,5	300	200	100	4600	1020
ПН-130-16-9-III							600			4450	
ПН-150-16-4-I	150,0	1,6	0,4	130	280	7,0	300	200	100	5400	1020
ПН-150-16-4-II							400				
ПН-200-16-7-I	200,0	1,6	0,7	240	350	7,0	400	250	150	4800	1224
ПН-200-16-7-II							2×500			4500	
ПН-250-16-7-I							300	300		5600	
ПН-250-16-7-II	250,0	1,6	0,7	400	400	7,0	500	300	150	5400	1224
ПН-250-16-7-III							800	250		4500	
ПН-300-16-7-I	300,0	1,6	0,7	400	520	7,0	300	250	150	5650	1224
ПН-300-16-7-II							600				
ПН-400-26-7-I							350			5450	
ПН-400-26-7-II	400,0	2,6	0,7	400	750	7,5	600	300	200	5200	1620
ПН-400-26-7-III							2×800			5100	

вниз, причем направляющие перегородки обеспечивают хорошее омывание змеевиков.

Конденсат пара спускается через камеру конденсатоотводчика, для присоединения которой предусмотрены штуцера 9.

Змеевиковая система имеет хорошую температурную компенсацию, что важно, так как ПВД работают в большем интервале температур, чем ПНД. Вся змеевиково-коллекторная система закреплена сверху корпуса и фиксируется в нижней его части кронштейном с роликом. Отсасывается воздух через штуцер 8. Материал трубчатки такого подогревателя для двухконтурных АЭС — обычные углеродистые стали. Характеристики выпускаемых промышленностью ПВД вертикального исполнения приведены в табл. V.2.

Преимущество конструкции регенеративного подогревателя, приведенного на рис. V.12, — возможность отдельной замены любой из четырех спиралей. Кроме того, здесь четко организовано противоточное движение греющей и обогреваемой сред. В верхней части снимается перегрев пара, в средней

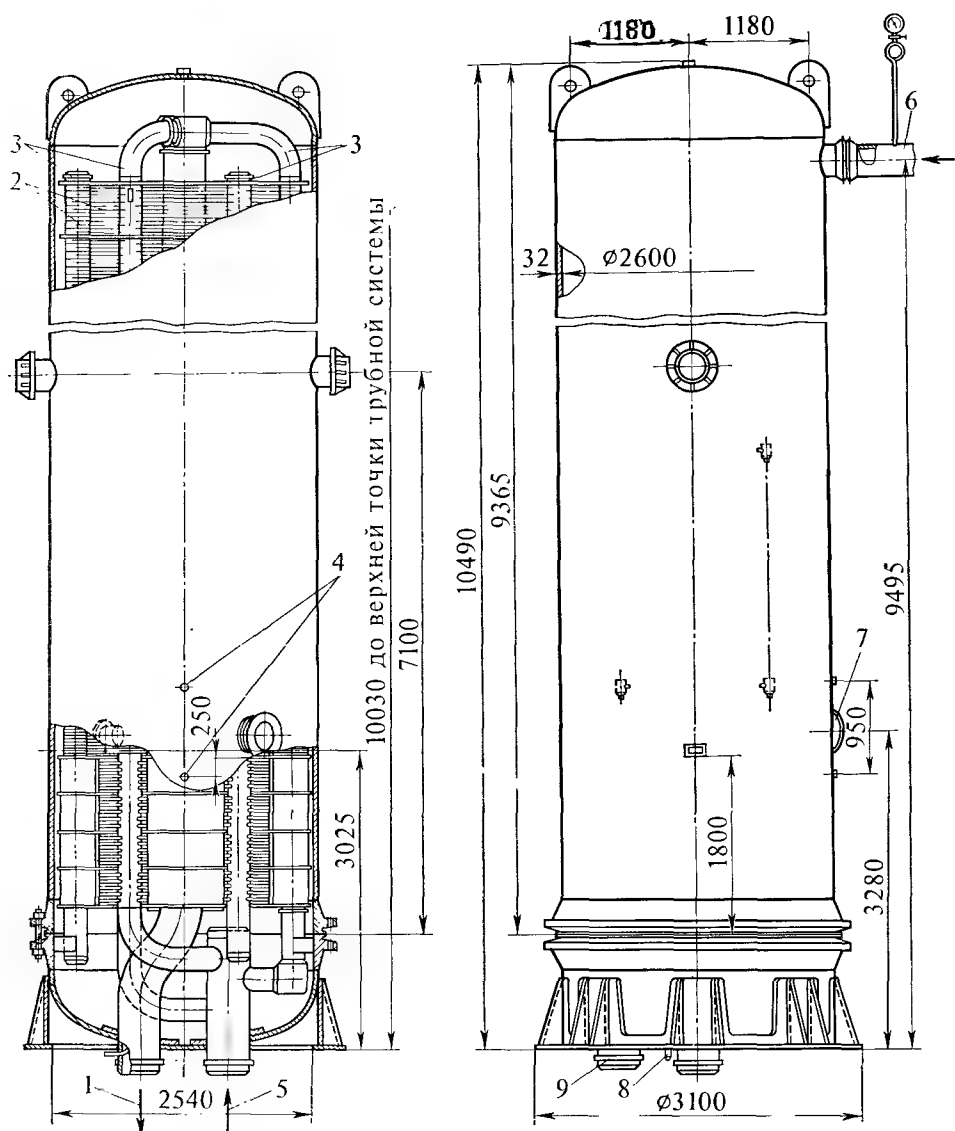


Рис. V.12. Регенеративный подогреватель высокого давления с трубной системой из перлитной стали:

- 1 — выход питательной воды;
- 2 — трубная система;
- 3 — коллектора трубной системы;
- 4 — к водоуказательному прибору;
- 5 — вход питательной воды;
- 6 — вход греющего пара;

- 7 — впуск конденсата греющего пара соседнего подогревателя;
- 8 — отсос газовойздушной смеси;
- 9 — выход конденсата греющего пара

Таблица V.2. Основные характеристики регенеративных ПВД с трубной системой из перлитных сталей Таганрогского котельного завода

Тип	Поверх- ность нагрева, м ²	Расход питатель- ной воды, т/ч	Максималь- ное давление греющего пара, МПа	Максималь- ное давлени- е воды, МПа	Температура конденсации греющего пара, °С	Температура питательной воды после подогревате- ля, °С
ПВ-1600-92-15	1600	1460	1,5	9,2	192	186
ПВ-1600-92-20	1600	1460	2,0	9,2	211	205,0
ПВ-1600-92-30	1600	1460	3,0	9,2	230	224,4

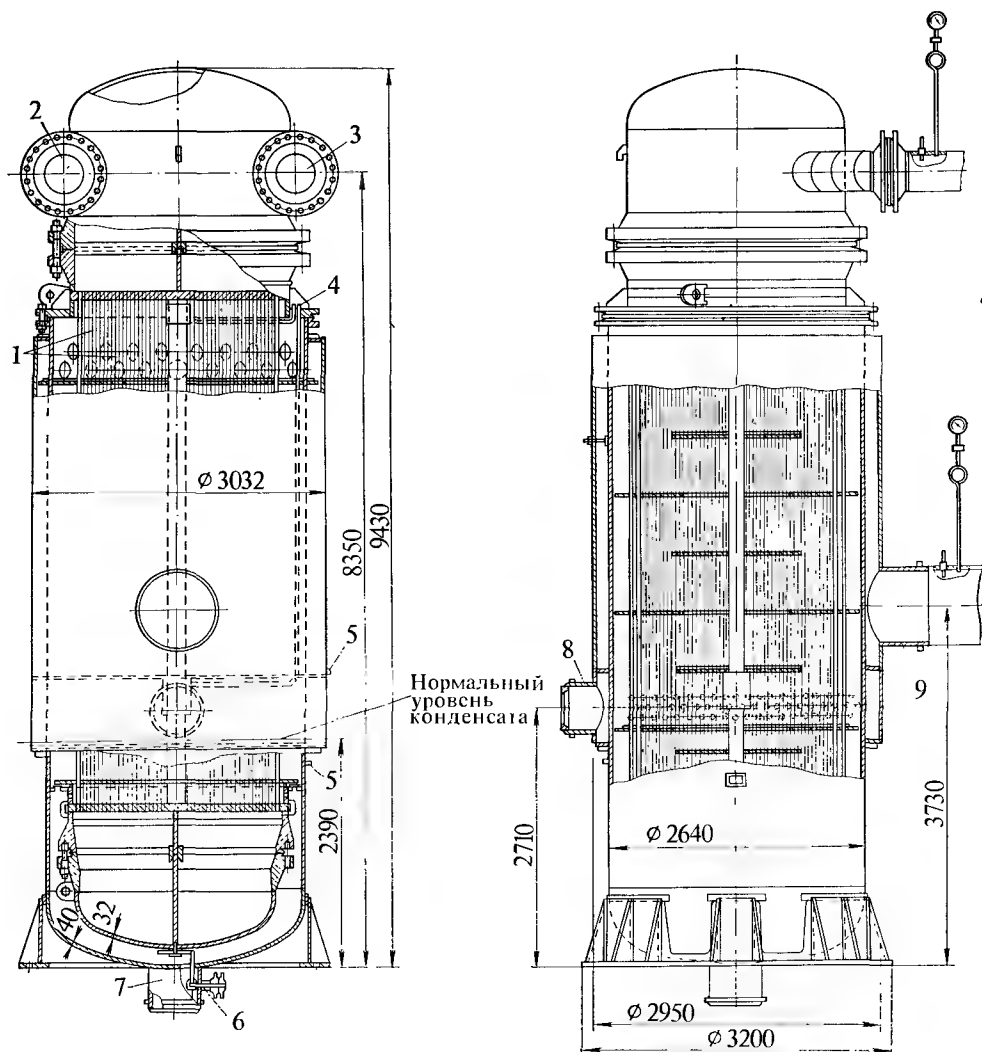


Рис. V.13. Регенеративный ПВД с трубной системой из аустенитной нержавеющей стали:

- 1 — трубная система;
- 2 — вход воды;
- 3 — выход воды;
- 4 — отсос парогазовой смеси;
- 5 — к водоуказательному прибору;

- 6 — опорожнение трубной системы;
- 7 — выход конденсата греющего пара;
- 8 — выпуск конденсата греющего пара соседнего подогревателя;
- 9 — вход греющего пара

Таблица V.3. Основные характеристики регенеративных ПНД с трубной системой из стали 0Х18Н10Т диаметром 16/14 Таганрогского котельного завода

Тип	Поверхность нагрева, м ²	Расход питательной воды, т/ч	Максимальное давление, МПа		Давление греющего пара, МПа	Температура воды после подогревателя, °С	Гидравлическое сопротивление, м вод. ст.	Паровой объем, м ³	Водяной объем, м ³
			в трубной системе	в корпусе					
ПН-1800-40-8I	1800	2646	5,0	0,8	0,62	155,3	15,0	30,8	18,3
ПН-1800-40-8II	1800	2646	5,0	0,8	0,34	131,7	15,6	30,8	18,3
ПН-1800-40-8III	1800	2230	5,0	0,8	0,14	104,8	11,2	30,8	18,3
ПН-1800-40-8IV	1800	2230	5,0	0,8	0,062	82,4	11,5	30,8	18,3
ПН-950-40-8	950	1114	5,0	0,8	0,024	59,3	14,3	23,8	9,6

(основной) происходит его конденсация, в нижней — охлаждение конденсата. Возможно охлаждение конденсата греющего пара ниже температуры насыщения в его первой по ходу питательной воды части, называемой охладителем конденсата. Это предотвращает снижение экономичности, вызываемое каскадным сливом дренажа. Такую конструкцию можно охарактеризовать как подогреватель со встроенными пареохладителем и охладителем конденсата.

Конструкция ПНД, приведенная на рис. V.11, не позволяет организовать охлаждение конденсата ниже температуры насыщения отборного пара, но проще в исполнении.

Для всех ПВД, указанных в табл. V.2, паровой объем составляет 33,3 м³, водяной — 11,7 м³; число ходов воды — два; гидравлическое сопротивление — 50 м вод. ст.

Регенеративные ПНД выполняют также с трубной системой из нержавеющей аустенитной стали типа 0Х18Н10Т для использования их в системе одноконтурной АЭС. Конструктивная схема такого подогревателя представлена на рис. V.13, из которой видно, что охлаждение конденсата греющего пара осуществляется в самом подогревателе, аналогично конструкции, показанной на рис. V.12. Основные характеристики этих подогревателей приведены в табл. V.3. Для всех подогревателей принимают четыре хода по воде.

Охлаждение дренажа греющего пара в конструкции, показанной на рис. V.13, нашло свое отражение в схемах, которые будут рассматриваться далее (см. рис. XVIII.5 и рис. XVIII.6). Охладители дренажей рассчитаны на полный расход воды (на рисунках они условно показаны как самостоятельные аппараты).

В тех случаях, когда стремятся максимально повысить экономичность регенеративного цикла, а охлаждение дренажа конструкцией подогревателя не предусмотрено (см. рис. VII.11), на пути конденсата греющего пара устанавливают вынесенные охладители конденсата (рис. V.14). Чтобы чрезмерно не усложнять регенеративную схему, можно устанавливать их не у каждого ПНД, а, например, после каждого двух. Характеристики вынесенных охладителей конденсата, выпускаемых промышленностью, приведены в табл. V.4.

Как это видно из рис. V.14, конденсат подогревателя 1 по пути в предыдущий подогреватель 3 проходит через охладитель дренажа. На основном пото-

ке воды устанавливают дроссельную шайбу, в связи с чем часть воды после подогревателя 3 поступает в охладитель дренажа и затем соединяется с общим потоком, направляемым в подогреватель 1. Установка охладителей

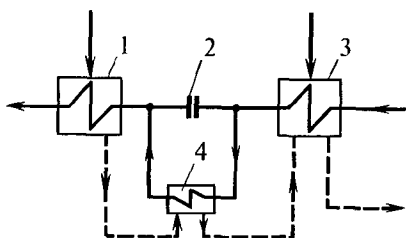


Рис. V.14. Вынесенный охладитель дренажа ПНД:

- 1 и 3 — подогреватели низкого давления;
2 — дроссельная шайба;
4 — охладитель дренажа греющего пара

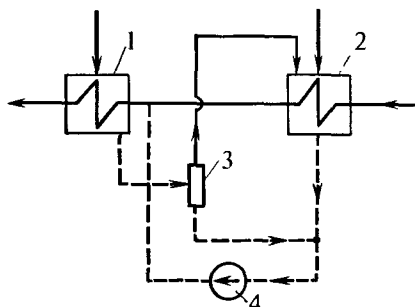


Рис. V.15. Схема каскадного слива дренажа с расширительным бачком:

- 1 и 2 — подогреватели низкого давления;
3 — расширительный бачок;
4 — дренажный насос

дренажа может быть предусмотрена и на полный расход воды (как это показано, например, на схеме, приведенной на рис. XVIII.4). Охладители дренажа не поставляют комплектно с ПНД, так как их устанавливают в зависимости от схемы откачки дренажей подогревателей. Если дренаж подогревателя закачивается в конденсатный трубопровод, то охлаждать дренаж греющего пара незначит. Если же конденсат греющего пара сливается в предшествующий ПНД, то охлаждение дренажа повысит экономичность.

Таблица V.4. Охладители конденсата греющего пара ПНД, выпускаемые Саратовским заводом

Тип охладителя	Поверхность нагрева, м ²	Максимальное рабочее давление, МПа		Рабочая температура, °С		Расчетный расход воды, т/ч	Диаметр корпуса, мм	Длина корпуса, мм
		в корпусе	в трубном пучке	в корпусе	в трубном пучке			
ОГ-6	6	0,4	0,4	40	130	98	273	2318
ОГ-12-1М	12	0,4	1,3	130	100	98	273	2000
ОГ-24	24	0,4	1,3	150	140	182	273	2000
ОГ-35	35	1,3	1,3	90	130	45	325	2170
ОГ-130М	130	0,25	1,0	80	70	110	426	4310

В ПВД всегда применяют только эту схему слива дренажа, поэтому для них охладитель дренажа встроен в нижнюю часть подогревателя.

В отсутствие переохлаждения конденсата греющего пара в конструкции, приведенной на рис. V.11, возможно вскипание конденсата в конденсаторе-отводчике, что затрудняет поддержание необходимого уровня пара в подогревателе. Если из подогревателя конденсат греющего пара откачивается дренажным насосом, то попадание в конденсаторную камеру пароводяной смеси, и тем более вскипание в ней воды, недопустимо по условиям работы насоса. В этом случае часто применяют расширительные бачки (рис. V.15). Конденсат из подогревателя 1 направляется в расширительный бачок, который по паровой стороне соединен с паровым пространством подогревателя 2. Таким образом, пар, образовавшийся при дросселировании конденсата подогревателя 1 до давления подогревателя 2, соединяется с его

греющим паром и вскипания конденсата не происходит. Конденсаты из расширительного бачка и подогревателя 2, имеющие одинаковую температуру, соединяются в общую линию.

Из табл. V.1, V.2 и V.3 следует, что регенеративные подогреватели по производительности выпускают в широком ассортименте. Обычно на каждую турбинную установку сооружают по одной нитке подогревателей; для очень мощных турбин — две параллельные. Габаритные размеры подогревателей довольно значительны: высота ПНД доходит до 5 м для латунных трубок и до 10 м для аустенитных нержавеющей, а высота ПВД — до 10 м. Это следует учитывать при компоновке подогревателей с учетом возможностей выемки трубной системы при ремонте. Подогреватели в схеме нумеруют по движению конденсата и питательной воды.

Для двухконтурных АЭС корпуса регенеративных подогревателей выполняют сварными из обычной стали. Трубную систему для ПНД делают из латуни, учитывая, что они расположены до деаэрата, и поэтому в воде могут содержаться кислород и углекислота.

Для одноконтурных станций змеевики выполняют из нержавеющей аустенитных сталей во избежание попадания в реактор ионов меди. Не применяли пока для таких АЭС трубки из углеродистой стали, так как это может способствовать поступлению в реактор больших количеств железа в условиях слабокислой среды, характерной для конденсата (рН 6,3—6,5). Необходимо также иметь в виду весьма большое содержание радиолитического кислорода (до 40 мг/кг) в греющем паре, что в условиях одноконтурной станции способствует коррозии змеевиков с их внешней стороны.

После деаэрата содержание кислорода уменьшается, поэтому змеевики ПВД можно выполнять из перлитных сталей. Однако, учитывая коррозию этих змеевиков по внешней стороне за счет радиолитического кислорода, используют для их изготовления нержавеющей аустенитные стали.

На одноконтурных АЭС возможна коррозия корпусов регенеративных подогревателей под влиянием радиолитического кислорода, но изготовление корпусов и их фланцев из аустенитных нержавеющей сталей — слишком дорогое решение. Поэтому для одноконтурных станций изготовление корпусов подогревателей предпочтительно из перлитных сталей с плакировкой нержавеющей аустенитными.

В последние годы было установлено, что дозировка перекиси водорода (или газообразного кислорода) в конденсат высокой чистоты и в греющий пар ПНД повышает общую коррозионную стойкость перлитных сталей. Это позволяет для одноконтурных АЭС ставить вопрос о выполнении теплообменной поверхности ПНД из перлитных сталей вместо аустенитных нержавеющей, что существенно удешевит оборудование АЭС. Дозировку (в пересчете на кислород) рекомендуют в пределах 200—800 мкг/кг. Так как по стороне греющего пара для одноконтурных АЭС концентрации кислорода (радиолитического) многократно выше, то плакировку перлитных корпусов нержавеющей аустенитной сталью при этом сохраняют.

ДЕАЭРАЦИОННО-ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

VI.1. Состав и назначение деаэрационно-питательных установок

Необходимость иметь в воде АЭС возможно меньшее количество примесей и стремление поддерживать их содержание на уровне истинной растворимости требуют борьбы с коррозией конструкционных материалов. Строго говоря, коррозионные процессы могут протекать и при отсутствии в воде коррозионно-агрессивных газов, однако эти газы интенсифицируют ее. В конденсате и питательной воде могут быть растворены различные газы, прежде всего кислород и уголекислота, а также азот и аммиак. Коррозионно-агрессивными являются первые два, азот практически нейтрален, а аммиак в определенных условиях даже полезен. Коррозионная агрессивность аммиака проявляется в основном в отношении медных сплавов и только при наличии в воде кислорода. Поэтому удаление из воды кислорода препятствует как общей кислородной коррозии сталей, так и аммиачной коррозии латуни.

В среде высокой чистоты, какой обычно является питательная вода на АЭС, некоторое содержание кислорода даже желательно, так как при этом возникает защитная окисная пленка. Однако для этого требуется поддержание определенного уровня окислительно-восстановительного потенциала. Поэтому пока более распространен водный режим, основанный на деаэрации конденсата и питательной воды, причем потоки с различным первоначальным газосодержанием целесообразно деаэрировать в отдельных установках, тем более что могут резко отличаться температурные условия отдельных потоков и их радиоактивность. В тепловые схемы АЭС включены: 1) основная *деаэрационно-питательная установка* на главном потоке «конденсат турбин — питательная вода» парообразующей установки (парогенераторов двухконтурной станции или реактора одноконтурной станции); 2) *деаэрационно-подпиточная установка реактора* двухконтурной станции.

Процессы деаэрации, закономерности которых являются общими для всех деаэрационно-питательных установок, рассматриваются в данной главе на примере основной деаэрационно-питательной установки. В ее состав входят: *деаэрационная колонка* (одна, чаще две, иногда три) и связанный с ней *охладитель выпара*, *деаэраторный бак*, *питательные насосы*. Деаэрационная колонка является одновременно подогревателем смешивающего типа, в котором происходит не только подогрев основного потока конденсата за счет отборного пара турбины, но и его соединение с некоторыми другими потоками и прежде всего с дренажами всех подогревателей высокого давления. В охладителе выпара происходит разделение паровоздушной смеси с последующим возвратом конденсата пара в систему станции и удалением неконденсирующихся газов в атмосферу. При изменениях нагрузки возможно кратковременное различие в расходах воды, подаваемой конденсатными и питательными насосами. Для обеспечения не-

обходимого расхода питательной воды в любых режимах работы перед питательным насосом должна быть водяная емкость, как правило, имеющая вид аккумуляторного бака. Так как этот бак используют также и для установки на нем деаэрационных колонок, то его называют деаэраторным баком. Питательные насосы, располагаемые под деаэраторным баком, забирают из него питательную воду и подают ее в парогенераторы двухконтурных АЭС или в реакторы одноконтурных АЭС, обеспечивая их постоянное питание. На двухконтурных АЭС кислород в конденсат и питательную воду поступает с воздухом в основном через неплотности в элементах теплового оборудования, находящихся под разрежением. Это относится прежде всего к конденсаторам турбины, в которых наряду с максимальным уплотнением конденсатора обязательно должна осуществляться деаэрация конденсата, в результате чего содержание кислорода в конденсате не должно превышать норм, установленных для питательной воды любых парогенерирующих установок. Однако при переменных нагрузках оптимальные условия для деаэрации в конденсаторе могут нарушаться, учитывая ограниченное время для десорбции газов. Кроме того, в конденсатосборнике и трубопроводах до конденсатного насоса вновь возможен подсос воздуха. Воздух может поступать в конденсат также и с дренажем греющих паров ПНД, если он подается в конденсатный тракт, а не в конденсатор.

В отсутствие 100%-ной конденсатоочистки причина поступления свободной углекислоты во второй контур двухконтурных АЭС — разложение бикарбонатов и гидролиз карбонатов, поступающих с присосом охлаждающей воды в конденсаторах, а также с добавкой химически очищенной воды, если она не прошла полного обессоливания. Разложение бикарбонатов, а тем более карбонатов, происходит в процессе подогрева воды, т. е. после конденсатора. Поэтому деаэрация в конденсаторе дополняется аналогичным процессом в специальном элементе тепловой схемы — деаэраторе, основное назначение которого — удалять из воды кислород и углекислоту. Это позволяет для всего последующего тракта отказаться от применения коррозионностойких, но дорогих конструкционных материалов.

В некоторой степени разложение бикарбонатов с выделением свободной углекислоты продолжается и после деаэратора в связи с повышением температуры воды в ПВД и в парогенерирующих установках. В этом причина присутствия углекислоты в паре, несмотря на наличие деаэратора. Однако при его отсутствии коррозия питательного и экономайзерного трактов и парогенераторов проявлялась бы значительно. Таким образом, деаэратор как специальный элемент тепловой схемы двухконтурных АЭС применим и при наличии деаэрации в конденсаторе.

Для одноконтурных АЭС можно было бы отказаться от установки специального деаэратора, ограничившись деаэрацией в конденсаторе. Это правомерно в связи с обязательной 100 %-ной конденсатоочисткой на ионообменных фильтрах и полным обессоливанием добавочной воды. Поэтому поступление карбонатов и бикарбонатов в конденсатно-питательный тракт практически исключается. Большое содержание радиолитического кислорода во всем тракте одноконтурных АЭС заставляет тщательно вентилировать паровые объемы подогревателей для отвода паровоздушной смеси в область отсоса из конденсаторов. Если к тому же применять для дренажа конденсатов греющего пара регенеративных подогревателей схему, приведенную на рис. V.10, с каскадным сливом в конденсатор, то для удаления кислорода достаточно деаэрация в конденсаторе.

Большое количество кислорода могла бы вносить добавочная вода. Однако при соответствующим образом организованной подаче ее в паровой объем конденсатора в нем будет обеспечена деаэрация и этого потока.

Газы из воды можно удалять химическими и термическими методами. Химические методы характеризуются избирательностью связи с удаляемыми газами и практически применимы только для удаления кислорода. Из реагентов, взаимодействующих с кислородом, для вторых контуров АЭС можно использовать гидразин как дополнение к термической деаэрации для удаления микроколичеств остаточного кислорода.

На АЭС обычно используют только термические деаэраторы, которые являются одним из теплообменников регенеративной системы станции и удаляют из воды любые растворенные газы, не внося дополнительных примесей в воду.

VI.2. Организация дегазации воды в термических деаэраторах

Основной тепловой процесс в деаэраторе сводится к созданию условий, при которых из воды, прошедшей через деаэратор, практически полностью удаляются растворенные в ней газы. Концентрация любого газа в жидкости пропорциональна давлению этого газа над жидкостью. Так, количество растворенного кислорода в жидкости

$$G_{O_2} = k_{O_2} p_{O_2}, \quad (VI.1)$$

где k_{O_2} — коэффициент абсорбции кислорода жидкостью, зависящий от температуры; p_{O_2} — парциальное давление кислорода над жидкостью.

В конденсатно-питательном тракте электростанции над уровнем воды находится не только газообразный кислород и другие газы, но и пары воды. Тогда парциальное давление кислорода над уровнем воды

$$p_{O_2} = p - \Sigma p_r - p_{H_2O}, \quad (VI.2)$$

где p — суммарное давление над уровнем воды; Σp_r — сумма парциальных давлений газов в смеси; p_{H_2O} — парциальное давление водяных паров над уровнем воды.

В таком случае вместо (VI.1) надо записать

$$G_{O_2} = k_{O_2} (p - \Sigma p_r - p_{H_2O}). \quad (VI.1a)$$

Казалось бы, можно использовать для удаления кислорода зависимость коэффициента k_{O_2} от температуры. Действительно, при нагреве из воды выделяется некоторая часть кислорода. Это видно из графика, показанного на рис. VI.1, в интервале температур от 0—30°C. Из рисунка видно, что хотя содержание кислорода и уменьшилось вдвое, но все еще остается очень большим. Даже при атмосферном давлении содержание кислорода в воде может быть весьма значительным. Так, при 25°C в пределе оно может достигать 8 мг/кг, что более чем в 500 раз превышает допустимую норму, равную 15 мкг/кг. При повышении давления растворимость кислорода в воде, а также и других газов существенно увеличивается.

Из (VI.1a) следует, что есть более действенный путь для сведения к нулю содержания кислорода в воде, а именно: необходимо, чтобы суммарное дав-

ление над водой было практически равно парциальному давлению водяных паров, т. е. чтобы

$$p = p_{\text{H}_2\text{O}} \quad (\text{VI.3})$$

Условие (VI.3) выполнимо только при кипении, которое может быть организовано при любом давлении. Из рис. VI.1 видно, что доведение воды до кипения при атмосферном давлении снижает содержание кислорода в ней до нуля. Хотя при нагреве воды до 100°C происходит снижение коэффициента абсорбции кислорода, решающим для удаления его является повышение

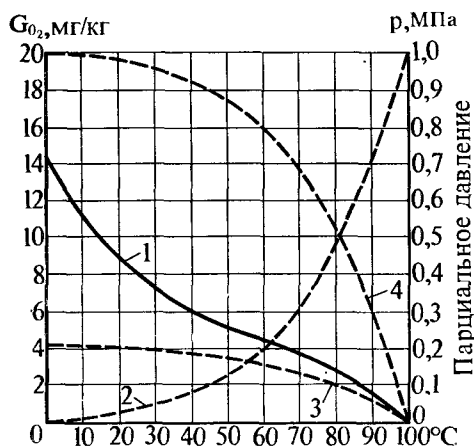


Рис. VI.1. Зависимость парциальных давлений воздуха, кислорода и водяных паров и растворимости кислорода от температуры воды при атмосферном давлении:

1 — содержание кислорода в воде;
2, 3 и 4 — парциальные давления соответственно водяных паров; кислорода и воздуха

парциального давления водяных паров. При этом ускорению процесса способствуют и гидродинамические факторы: образующийся в толще воды пар барботирует через нее, увлекая за собой пузырьки кислорода, десорбирующегося из воды. Это особенно важно для углекислоты, так как отвод ее из толщи воды способствует сдвигу реакции разложения бикарбонатов в сторону образования свободной CO_2 . Поэтому для хорошей дегазации воды следует нагреть ее до кипения с непрерывным образованием некоторого количества пара и его отводом из деаэратора. Отвод пара позволяет не допускать над уровнем воды сколько-нибудь заметного парциального давления удаляемого газа, что необходимо, исходя из условия (VI.3).

Непрерывно отводимую из деаэратора парогазовую (или паровоздушную) смесь называют *выпаром деаэратора*. Экспериментальные исследования и опыт промышленной эксплуатации показывают, что эффект дегазации существенно зависит от расхода выпара в расчете на тонну деаэрируемой воды. При этом постоянное остаточное содержание кислорода достигается уже при расходе выпара около 1 кг/т, а для углекислоты — только при 3 кг/т. С выпаром уходит определенное количество теплоты, потеря которой, так же как и соответствующего количества конденсата, должна быть уменьшена. Для этого требуется установка специальных теплообменников — охладителей выпара.

В охладителе выпара за счет нагрева одного из потоков воды, поступающей в деаэратор, происходит конденсация пара из парогазовой смеси. Конденсат возвращается в систему, а неконденсирующиеся газы выбрасываются в атмосферу или непосредственно (на двухконтурных станциях) или через систему

отсоса газов из конденсатора с последующей дезактивацией (на одноконтурных станциях, где среди газов всегда есть радиоактивные). Расход выпара может быть доведен до 5—10 кг/т деаэрируемой воды, так как потери теплоты и конденсата при наличии охладителя существенно снижаются.

Увеличение расхода выпара улучшает характеристики деаэратора, особенно при переменных и сниженных нагрузках. Однако чрезмерно увеличивать расход не следует, так как нужно иметь в виду затраты на теплообменники выпара и некоторые потери теплоты и конденсата. Значительно сократить расход выпара (не в ущерб эффективности деаэрации) удастся за счет хорошей организации теплового и гидравлического процесса в термическом деаэраторе.

VI.3. Конструктивное оформление и параметры термических деаэраторов

Кипения деаэрируемой воды можно достичь двумя принципиально различными способами: подавая на деаэрацию воду, перегретую по отношению к давлению в деаэраторе, в результате чего высвобождающаяся при дросселировании воды теплота пойдет на ее частичное парообразование, и подводя к воде в деаэраторе определенное количество теплоты, необходимое для догрева воды до кипения и частичного ее парообразования. Соответственно этому термические деаэраторы подразделяют на деаэраторы перегретой воды и смешивающего типа.

Деаэраторы перегретой воды на мощных станциях не применяют, так как они обладают рядом существенных недостатков: возникают энергетические потери, так как для подогрева воды приходится использовать пар более высокого давления, чем давление в деаэраторе; в таких деаэраторах невозможно организовать одновременную совместную деаэрацию потоков воды с различными параметрами — конденсат, дренажи паропроводов, конденсат греющего пара ПВД и др. Но именно в силу этого деаэраторы перегретой воды могут быть с успехом применены в выпарных установках для очистки продувочных вод реакторов (см. гл. XVI).

Единственный приемлемый тип основного деаэратора — смешивающий деаэратор. Деаэраторы смешивающего типа подразделяют в зависимости от давления, создаваемого в них, на вакуумные, атмосферные и повышенных давлений. В основной тепловой схеме станции вакуумные деаэраторы не применяют, так как аналогичная деаэрация организована в конденсаторе; их используют только в некоторых случаях для подпиточной воды тепловых сетей. При небольшой величине подпитки для восполнения убыли в тепловой сети предпочитают использовать деаэрированную химически очищенную воду общего добавка второго контура, не устанавливая отдельного деаэратора подпитки вакуумного типа. Деаэраторы атмосферного и повышенных давлений конструктивно практически не отличаются друг от друга. Выбор давления (0,115; 0,35; 0,7 МПа) зависит от параметров тепловой схемы турбинной установки и метода подготовки добавочной воды. Для эффективности процесса деаэрации следует повышать давление (температуру) в деаэраторе.

Более высокое давление в деаэраторе имеет определенное преимущество и с точки зрения стоимости регенеративной схемы, так как уменьшается число ПВД за счет введения вместо них дополнительных ПНД.

При высоких давлениях количество регенеративных подогревателей после деаэратора атмосферного типа значительно. Конденсаты их греющих паров приносят в деаэратор атмосферного типа такое большое количество теплоты,

что его оказывается достаточно, а иногда и больше, чем это требуется для нагрева до кипения всей воды, поступающей на деаэрацию. В результате ухудшаются условия для эффективной деаэрации воды, так как деаэратор начинает работать как деаэратор на перегретой воде с присущими ему недостатками.

Так как в деаэратор направляется также пар из расширителя непрерывной продувки, отсосы из уплотнений штоков регулирующих клапанов турбины и дренажи паропроводов, то увеличение давления в нем уменьшает соответствующие тепловые потери. Однако повышение давления в деаэраторе несколько ухудшает условия работы питательного насоса, который должен работать на более горячей воде, и увеличивает расход электроэнергии в связи с ростом удельных объемов на 3% при переходе на давление 0,3 МПа и на 5,5% при переходе на 0,7 МПа. Кроме того, более высокое давление увеличивает стоимость всего деаэратора, а именно деаэраторной головки и связанного с ней аккумуляторного бака. Выбор параметров греющего пара для деаэратора — одна из задач расчета тепловой схемы станции. Принципиально возможно применение деаэраторов и на гораздо более высокие давления. Известны, например, схемы с деаэраторами на 3,0 МПа. Однако технические расчеты показывают, что это оправдано только для станций на сверхвысокие давления. В условиях параметров АЭС с водным теплоносителем давление в деаэраторе более 1,0 МПа неоправданно.

Т а б л и ц а VI.1. Основные характеристики смешивающих деаэраторных колонок

Тип	Производительность по воде, т/ч	Наружный диаметр, мм	Полная высота, мм	Тип	Производительность по воде, т/ч	Наружный диаметр, мм	Полная высота, мм
ДСА-50	50	1112	2530	ДСП-160	160	1820	3415
ДСА-75	75	1292	2760	ДСП-225	225	1820	3415
ДСА-100	100	1492	2790	ДСП-320	320	2032	3000
ДСА-150	150	1712	2950	ДСП-500	500	2430	2650
ДСА-200	200	1892	2990	ДСП-800	800	2430	4000
ДСА-300	300	2092	3680	ДСП-1000	1000	2500	4000

П р и м е ч а н и е. ДСА — деаэратор смешивающий атмосферного давления, ДСП — деаэратор смешивающий повышенного давления.

Смешивающие деаэраторы атмосферного типа на давление до 0,13 МПа выпускает Черновицкий завод, а деаэраторы повышенного давления — Барнаульский завод (табл. VI.1). Эти деаэраторы допускают работу до 0,7 МПа, но могут использоваться и при 0,35 МПа. На АЭС деаэраторы повышенного давления применяют на потоке основного конденсата, а атмосферные деаэраторы — только для подпиточной воды первого контура. Для выбора давления в основном деаэраторе имеет значение характеристика отборов турбины. Если не учитывать разложение бикарбонатов и гидролиз карбонатов и связанного с этим удаления углекислоты, то можно считать, что процесс деаэрации воды будет проходить одинаково эффективно при любых давлениях, т. е. переменное давление в деаэраторе допустимо. Однако деаэратор соединен с питательным баком и через питательную линию — с питательным насосом. При снижении давления в этой системе может произойти

зойти вскипание с нарушением работы питательного насоса и самой деаэрации в результате набухания воды и заброса ее в деаэрационную колонку. Поэтому предпочтительнее поддерживать давление постоянным при переменных параметрах греющего пара. Этого достигают с помощью редуктора с соответствующей автоматикой.

Наиболее просто пароснабжение деаэраторов решается при наличии на станции турбин с регулируемым отбором. Например, на деаэратор атмосферного типа подается греющий пар из теплофикационного отбора, в котором большую часть времени давление выше 0,12 МПа (до 0,25 МПа). Когда давление в регулируемом отборе снижается до 0,07—0,1 МПа, переключают деаэратор на пар, отбираемый из нерегулируемого отбора с более высоким давлением. Однако при этом во всех режимах, при которых давление пара в отборе превышает его наименьшее значение, будут иметь место энергетические потери при дросселировании пара перед деаэратором. Для их исключения достаточно в числе ПВД иметь непосредственно после деаэратора подогреватель с греющим паром тех же параметров, что и подаваемый в деаэратор перед дросселированием (рис. VI.2). Эти два подогревателя — деаэратор и следующий за ним поверхностный теплообменник — соответствуют одному отбору, т. е. одной общей ступени подогрева, которую выбирают, исходя из наивыгоднейшего распределения подогрева в системе регенерации. Такая схема включения представлена на рис. VI.2, из которого видно, что давление в отборе турбины в зависимости от нагрузки изменяется в пределах от $p_2 > p_3$ до $p_2 = p_3$, а деаэратор работает при постоянном давлении $p_3 = \text{const}$, поддерживаемом регулятором, дросселирующим при необходимости отборный пар.

Поддержание постоянства давления в деаэраторах конденсационной электростанции значительно сложнее, так как давление в отборах изменяется пропорционально нагрузке, а в режиме холостого хода практически равно нулю. В связи с этим их пароснабжение осуществляют из нескольких источников. При номинальном режиме целесообразно подавать пар из отбора, давление в котором превышает давление в деаэраторе на 40—45%. Этот источник пара обеспечивает работу деаэратора в интервале нагрузок примерно от 70 до 100%, т. е. в наиболее вероятном режиме. Если нагрузка становится ниже 70%, то осуществляется переключение деаэратора на следующий отбор с более высоким давлением, с помощью которого обычно возможно пароснабжение до нагрузки 30—40%. И, наконец, при режимах пуска и холостого хода либо используется пар от постороннего источника, либо дросселируется острый пар.

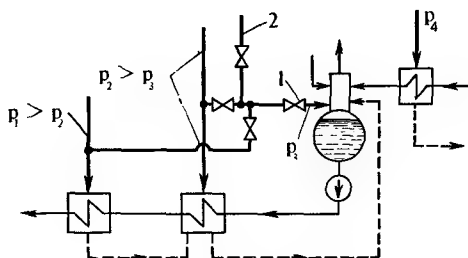


Рис. VI.2. Подключение деаэратора к нерегулируемому отбору турбины без энергетических потерь:

- 1 — клапан регулятора давления;
- 2 — пар от постороннего источника или редукцированный острый пар

Деаэратор — один из подогревателей в общей системе регенерации. Поэтому искусственное поддержание давления в одной из точек регенеративного подогрева на постоянном уровне (в то время как в других подогревателях при изменении нагрузки оно меняется) неизбежно искажает наивыгоднейшее распределение подогрева в системе регенерации. В последнее время рас-

считается возможность работы деаэраторов на «скользящих» параметрах. Если подогрев воды в деаэраторе принят небольшим ($10\text{--}15^\circ\text{C}$), то постоянное давление не внесет ощутимого изменения тепловой экономичности. Небольшой недогрев воды до кипения при входе в деаэратор облегчает полный прогрев ее до температуры насыщения в нем и поэтому предпочтителен. Из рис. VI.3 видно, как важен подогрев до кипения для наиболее эффективной деаэрации. В хорошо налаженных аппаратах недогрев до кипения составляет десятые и даже сотые доли градусов, т. е. практически отсутствует.

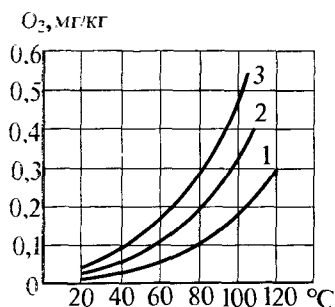


Рис. VI.3. Содержание кислорода при недогреве воды до температуры кипения, равном 1°C (кривая 1), 2°C (кривая 2) и 3°C (кривая 3) в зависимости от расчетной температуры деаэрации

Это достигается за счет максимального увеличения поверхности контактов деаэрируемой среды с греющим паром и хорошо организованной вентиляции деаэратора.

Основная часть деаэраторной установки — вертикальная деаэрационная колонка, в которой вода и греющий пар движутся встречными потоками: вода — вниз, а пар — вверх (рис. VI.4). Движение пара вверх не только обеспечивает наилучшую вентиляцию в деаэраторе, но и увеличивает время пребывания в нем движущейся вниз воды, что также улучшает ее прогрев и деаэрацию.

В зависимости от способа увеличения поверхности контакта деаэрируемой воды и греющего пара различают следующие типы смешивающих деаэраторов: сопловые, с насадками, пленочные, струйные и барботажные. Возможно также сочетание разных типов, например струйного и барботажного. Сопловое распыление наименее надежно и на электростанциях не применяется. Относительно мало распространены деаэраторы с насадками. К их числу относятся выпускаемые Барнаульским заводом аппараты ДСП-320 и ДСП-500, основные размеры которых приведены в табл. VI.1. Для создания большой поверхности пленки в этих деаэраторах все потоки воды после перемешивания направляются на большое число сегментных насадок, заключенных в удерживающий их каркас и установленных в виде двух рядов по высоте деаэраторной колонки. Хорошо развитая поверхность омыwania воды паром позволяет сократить габариты по сравнению с другими конструкциями. Однако для АЭС такие деаэраторы применяют редко и только для двухконтурных схем, так как стальные насадки создают опасность попадания в воду дополнительных окислов железа, а керамические насадки не применяют из опасения внесения в воду дополнительной кремнекислоты. Еще больше опасность дополнительного выхода продуктов коррозии для деаэраторов пленочного типа, в которых в вертикальной деаэрационной колонке установлено большое число концентрических стальных цилиндрических колец, по поверхности которых стекает пленка деаэрируемой воды, прогреваемая паром, движущимся около нее вверх.

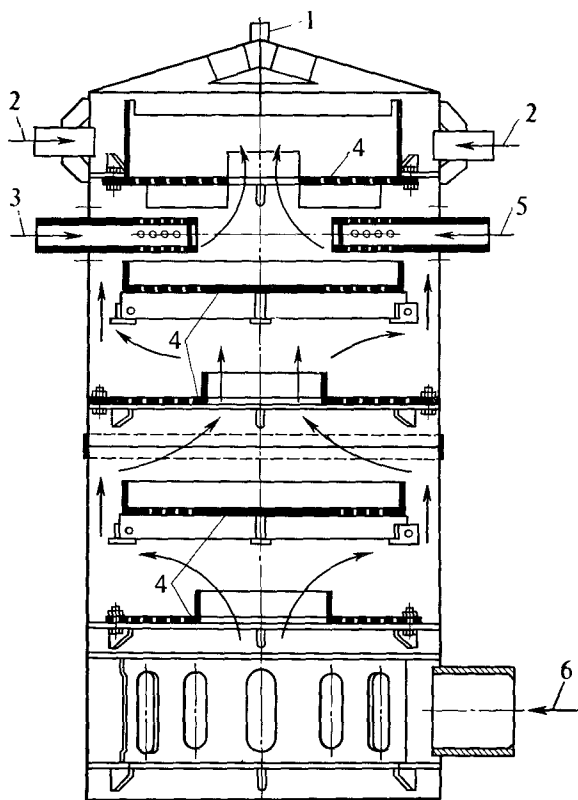


Рис. VI.4. Общий вид деаэрационной колонки атмосферного давления. Стрелками в корпусе показано движение греющего пара:

- | | |
|---|-----------------------------------|
| 1 — отвод выпара; | 4 — тарелки; |
| 2 — подвод основного конденсата; | 5 — подвод конденсата испарителя; |
| 3 — подвод конденсата регенеративных ПВД; | 6 — подача греющего пара |

На АЭС так же как и в обычной теплоэнергетике, наибольшее распространение получили *смешивающие деаэраторы струйного типа*. Схема такого деаэратора представлена на рис. VI.4. Вода, подлежащая деаэрации, поступает в верхнюю часть колонки и сливается через последовательно установленные дырчатые щиты — тарелки, поэтому эти деаэраторы называют также *тарельчатыми*. Отверстия в тарелках делают небольшого диаметра (5—6 мм), что обеспечивает достаточно мелкое дробление струй воды. Тарелки выполняют двух типов — с большим свободным проходом в центре и по периферии. Между тарелками имеется свободное пространство, в котором уменьшается скорость струй, увеличивая время их пребывания в колонке и продолжительность контакта с обогревающим паром.

За время движения вниз вода прогревается до температуры насыщения за счет конденсации греющего пара, поступающего в нижнюю часть головки. Освобожденная от газов вода сливается в деаэрационный бак, расположенный под деаэрационной колонкой. Греющий пар подается через штуцер в количестве, несколько превышающем необходимое для полного прогрева всей воды до температуры насыщения за счет его конденсации. Пар проходит попеременно то через центральное отверстие в тарелке, то через кольцеобразное сечение между тарелкой и корпусом. Поэтому он пересекает па-

дающие вертикальные струи воды, проходящие через мелкие отверстия в тарелках, улучшая перемешивание воды и пара, а также и прогрев воды. Конденсат греющего пара присоединяется к струям воды, а несконденсированный греющий пар проходит дальше, обеспечивая вентиляцию деаэрационной колонки и прогрев встречных потоков воды. Оставшийся несконденсированным в верхней части колонки греющий пар вместе с газами, выделившимися из воды, через штуцер отводится из колонки.

В деаэрационную колонку поступают потоки воды с разной температурой. Чем выше температура воды, тем ниже по высоте колонки она должна подводиться. На рис. VI.4 показан, например, подвод конденсата ПВД подогревателей 3 и конденсата испарителей 5, температура которых всегда выше, чем у основного конденсата после системы подогревателей низкого давления, подаваемого по линиям 2.

В деаэраторах повышенного давления конденсат ПВД подается над нижней тарелкой. Сюда же должны поступать и все другие конденсаты, температура которых выше температуры насыщения в деаэраторе, а также пар из расширителя продувки и др. На верхнюю подают наиболее холодные конденсаты. Так как возможна подача нескольких таких потоков с разной температурой, то в деаэрационных колонках повышенного давления на входе этих конденсатов устанавливают специальное смесительное устройство. При его отсутствии возможен паровой и тепловой «перекос» по сечению деаэратора и ухудшение его работы.

Таким образом, деаэрационная колонка и расположенный под ней деаэрационный бак выполняют дополнительную функцию — собирают отдельные потоки пара и конденсата: основной конденсат турбин и греющего пара деаэратора, конденсат греющих паров регенеративных подогревателей, пар из расширителя непрерывной продувки, сепарат из турбинного сепаратора, конденсат испарителей и сетевых подогревателей, пар от штоков регулирующих клапанов турбин и уплотнений турбины.

Наиболее существенные недостатки как струйных, так и любых других смешивающих деаэраторов органически связаны с самим процессом в них. Так, вследствие конденсации большей части греющего пара в верхней части деаэрационной колонки скорости движения пара в нижней ее части значительно выше, чем между верхними тарелками. За последней тарелкой рас-

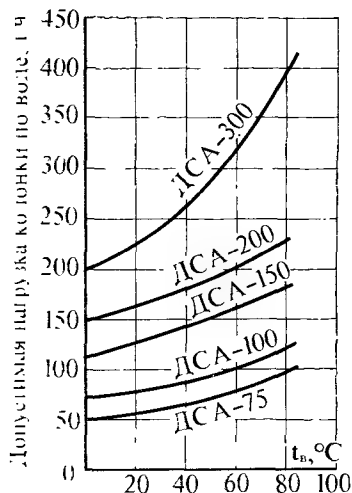


Рис. VI.5. Снижение нагрузки атмосферного деаэратора в зависимости от температуры воды на входе в него $t_n, ^\circ\text{C}$

ход пара составляет всего 5—10% от исходного количества, а так как расстояние между тарелками (сечения для прохода пара) одинаковы, то скорости движения пара снижаются в 10—20 раз, что ухудшает перемешивание с водой. Кроме того, при снижении нагрузки деаэратора уменьшается равномерность распределения воды по сечению деаэрационной колонки и соответственно ухудшается контакт воды с паром. Поэтому при нагрузках менее 50% от номинальной струйные деаэраторы не обеспечивают необходимую глубину деаэрации воды.

Для эффективной деаэрации необходима постоянная скорость отвода паровоздушной смеси (выпара), поэтому при постоянном давлении относительный расход выпара при снижении нагрузки чрезмерно возрастает. При любой нагрузке деаэратора не обеспечивается вентиляция парового объема

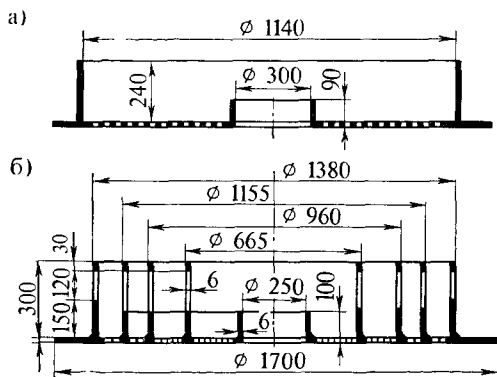


Рис. VI.6. Верхняя тарелка деаэратора атмосферного типа:

а — в первоначальном исполнении;
б — реконструированная

деаэрационного бака, в котором возможно скопление углекислоты, так как выделение ее продолжается и в баке.

При снижении температуры воды на входе в деаэратор возможен ее недогрев, так как подачу греющего пара увеличивать нельзя во избежание возникновения гидравлических ударов. Это или ухудшает дегазацию воды, или снижает нагрузку деаэратора по воде (рис. VI.5).

Некоторого улучшения работы струйных деаэраторов можно добиться упорядочением работы тарелок и прежде всего самой первой из них по ходу воды.

Для создания подпора над отверстиями тарелок их снабжают бортиком высотой 90—100 мм, расположенным для одних тарелок в центре, а для других — по периферии. Первая по ходу воды тарелка имеет центральное отверстие для прохода пара (рис. VI.6, а). Весьма малые количества пара не служат препятствием для прохождения воды, и она сливается в основном через центральное отверстие. Проведенная реконструкция видна из рис. VI.6, б. Она заключается в секционировании тарелки и многоступенчатом переливе воды, в результате даже при максимальной нагрузке основной поток проходит через мелкие отверстия тарелки и до центрального сечения доходит лишь небольшое количество воды. При малых нагрузках работают только первые два периферийных отсека.

Однако даже при таких улучшениях конструкции струйные деаэраторы не могут во всем интервале нагрузок обеспечить необходимую норму по кислороду (15 мкг/кг) и тем более по углекислоте (полное отсутствие ее в деаэрированной воде). Разложение бикарбонатов происходит не только на тракте до деаэратора, но и в самом деаэраторе. Кинетика этого процесса такова, что для его завершения требуется больше времени, чем период прохождения воды через колонку, и поэтому он продолжается также и в деаэрационном баке.

Отсутствие вентиляции парового объема бака создает в нем определенное парциальное давление углекислоты, что тормозит дальнейший распад бикарбонатов и переносит его в последующий тракт. Для удаления углекислоты делались попытки в нижней части деаэрационной колонки организовать интенсивный барботаж греющего пара через воду, собираемую в небольшой емкости. На рис. VI.4 виден специально организованный выход греющего пара через окна, погруженные под уровень воды, собирающейся в кольцевой камере. Однако такая конструкция недостаточно эффективна, так как для термического разложения требуются минуты, а не секунды, т. е. нужна существенно бо́льшая выдержка воды в условиях барботажа. Организация процесса облегчается, если использовать для него деаэрационный бак.

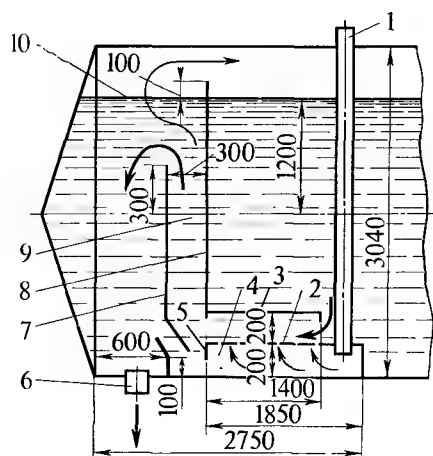


Рис. VI.7. Барботажная деаэрация в торце деаэрационного бака (тонкими стрелками показано движение пара, толстыми — деаэрируемой воды):

- 1 — подвод греющего пара;
- 2 — дырчатый щит;
- 3 — горизонтальная направляющая перегородка;
- 4 — паровая коробка;
- 5 — закраина дырчатого щита;
- 6 — отвод деаэрированной воды к питательному насосу;
- 7 — направляющая перегородка;
- 8 — секционирующая перегородка;
- 9 — подъемная шахта;
- 10 — верхний уровень воды

Барботажное устройство, расположенное в торце бака, представлено на рис. VI.7. Секционирующая перегородка выступает над верхним уровнем воды. Вода при любом режиме не может перелиться через перегородку и поступает к штуцеру питательного трубопровода, только пройдя барботажное устройство. Пар подводится по трубе 1 в паровую коробку 4 и проходит через дырчатый щит 2, барботируя через воду, поступающую над дырчатым щитом. Пароводяная смесь проходит через подъемную шахту. Вода переливается через перегородку, а пар вентилирует паровой объем бака, проходя через него в деаэрационную колонку в качестве греющего пара. При проходе через подъемную шахту вода вскипает и образуется дополнительное количество пара, также участвующего в процессе деаэрации.

Вскипание воды связано с тем, что в нижней части бака она находится под бо́льшим давлением, чем в паровом объеме, и поэтому оказывается перегретой по отношению к температуре насыщенного пара, выделяющегося с уровня воды в баке. Вода поступает в барботажное устройство после длительной выдержки в баке, способствующей глубокому разложению бикарбонатов, а вентиляция парового объема хорошо удаляет выделяющуюся углекислоту. По линии 1 может подаваться весь пар, требующийся для деаэрации в барботажном устройстве и деаэрационной колонке. В этом случае расход пара настолько велик, что паровая подушка под щитом опускается ниже закраины 5. При этом излишний пар проходит в паровой объем, минуя подъемную шахту. Возможно и иное решение: подача греющего пара частично к барбо-

тажному устройству по линии *1*, а частично — в нижнюю часть деаэрационной колонки, что правильнее.

Барботажные устройства предусматривают по торцам деаэрационных баков, выпускаемых Барнаульским заводом для колонок ДСП-500, ДСП-800 и ДСП-1000. В условиях обессоливания добавочной воды и конденсатного питания на АЭС *барботажная деаэрация* обычно не используется.

Комплектно со всеми деаэраторами поставляют охладители выпара, представляющие собой вертикальные поверхностные теплообменники, трубки которых снаружи омываются конденсирующимся паром. Внутри змеевиков пропускается охлаждающая вода, в качестве которой может использоваться как основной конденсат перед его входом в деаэратор, так и более холодная вода из других частей тепловой схемы. Чаще применяют основной конденсат, что дает более высокую тепловую экономичность. Это обусловлено тем, что при пропуске через охладитель выпара основного конденсата турбины уменьшается расход отборного пара давлением 0,4—0,5 МПа для деаэраторов на 0,35 МПа и давлением 0,8—1,0 МПа для деаэраторов на 0,7 МПа. В то же время для подогрева холодной воды с температурой на входе 30—50°C может быть использован пар из отборов с давлением 0,1—0,2 МПа вместо применения для подогрева воды пара из выпара с более высоким давлением.

При установке охладителя, показанного на рис. VI.8, на холодной воде, нагрев которой предполагается 40—100°C при расходе 12,5 т/ч, расчетное

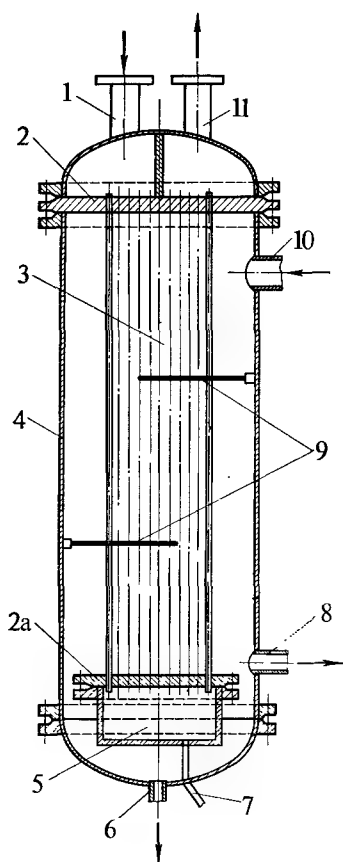


Рис. VI.8. Охладитель выпара:

- 1 — входной патрубок охлаждающей воды;
- 2 и 2а — неподвижная и подвижная трубные доски;
- 3 — трубная поверхность нагрева;
- 4 — корпус охладителя;
- 5 — поворотная водяная камера;
- 6 — слив конденсата;
- 7 — дренажная линия водяной системы;
- 8 — патрубок отсоса воздуха;
- 9 — направляющие перегородки;
- 10 — входной патрубок паровоздушной смеси;
- 11 — выходной патрубок охлаждающей воды

Таблица VI.2. Основные характеристики охладителей выпара, выпускаемых Черновикским заводом

Тип	Поверх- ность на- грева, м ²	Габариты, мм			Параметры пара и воды
		длина	высота	наружный диаметр	
ОВФ-2	2	1200	600	325	Давление в трубном пучке до 0,5 МПа, в корпусе 0,12 МПа
ОВФ-8	8	2600	600	325	Температура воды на входе 50°C, на выходе 80°C
ОВФ-16	16	2700	700	426	Температура в корпусе до 104°C

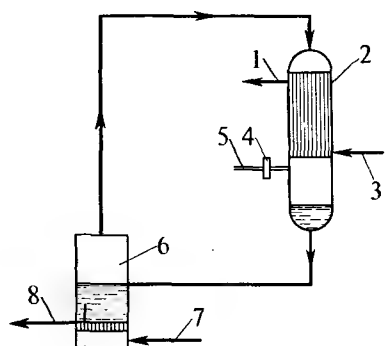


Рис. VI.9. Схема для повторной дегазации конденсата выпара:

- 1 — отвод охлаждающей воды;
- 2 — охладитель выпара;
- 3 — подвод охлаждающей воды;
- 4 — дроссельная шайба;
- 5 — отвод неконденсировавшихся газов;
- 6 — барботер;
- 7 — выпар из деаэратора;
- 8 — дегазированный конденсат

количество конденсирующегося пара составляет 1,5 т/ч, т. е. при расходе выпара 10 кг/т деаэрируемой воды, нагрузка деаэратора по воде может составить 150 т/ч, а при расходе 5 кг/т — соответственно 300 т/ч. Число охладителей выпара должно быть выбрано, исходя из производительности устанавливаемых деаэраторов и расхода выпара.

Если охлаждающая среда в охладителе выпара — поток основного конденсата, то температурный напор в теплообменнике уменьшается, а требуемая поверхность нагрева увеличивается. Для этих условий охладитель выпара, выпускаемый Барнаульским заводом, имеет поверхность нагрева 18 м² и конденсирует 1,0 т/ч отводимого из колонки пара. При начальной 130°C и выходной 134°C температурах (работа деаэратора при 0,35 МПа) требуется охлаждающей воды (основного конденсата) 115 т/ч; при начальной 155°C и выходной 157°C температурах (работа деаэратора при 0,65 МПа, температура конденсации 164°C) расход основного конденсата увеличивается до 207 т/ч. Расход выпара при выбранном типе охладителя регулируется подбором проходного сечения в дроссельной шайбе, устанавливаемой на выходном трубопроводе из охладителя выпара.

Значительное кислородсодержание, в условиях которого работает поверхность нагрева охладителя выпара, способствует его интенсивной коррозии. Элементы поверхности нагрева приходится периодически менять или изготавливать их из коррозионностойких материалов (на АЭС обычно из нержавеющей сталей типа 18/8).

Из рис. VI.8 видно, что конденсат, уходящий из охладителя выпара и поступающий вновь в тепловую схему, может захватывать с собой некоторое количество газов, что нежелательно. Для более глубокого освобождения этого конденсата от газов можно осуществить его повторную дегазацию, например по схеме, приведенной на рис. VI.9.

Для увеличения количества пара, конденсирующегося из паровоздушной смеси, необходимо, чтобы давление в охладителе выпара было близким к давлению в деаэраторе. Если, например, давление в охладителе выпара ниже 0,3 МПа, то при охлаждении водой с температурой 135°C пар вообще не будет конденсироваться. Поэтому гидравлическое сопротивление между деаэрационной колонкой и охладителем выпара должно быть минимальным. При этом существенно упрощается возврат конденсата выпара. Достаточно установить охладитель выпара на 2—3 м выше, чем деаэрационная колонка, и конденсат самотеком будет поступать в верхнюю часть деаэрационной колонки.

Если перепад давления между деаэратором и охладителем выпара значителен, то конденсат должен выводиться в область с меньшим давлением, чем в деаэраторе, например в дренажные баки. В таком случае имеют место энергетические потери и требуется дополнительная установка регулятора уровня конденсата в охладителе выпара.

Целесообразность уменьшения потерь конденсата в охладителях выпара несомненна. Одним из весьма перспективных решений этой проблемы для деаэраторов повышенного давления можно считать отказ от охладителей выпара и использование выпара в качестве рабочей среды для эжекторов паровых турбин вместо отборного или редуцированного острого пара, применяемого в настоящее время.

Для одноконтурных АЭС должен быть особо рассмотрен вопрос об организации выброса газов из охладителей выпара, так как возможно проникновение в него благородных газов и иодов. В таком случае сбрасывать газы из охладителя выпара следует в область воздухоохладительного пучка конденсатора с последующим общим сбросом в вентиляционную трубу.

VI.4. Деаэрация конденсата в смешивающих подогревателях

Основная задача деаэратора — удаление газов из воды. Термическая деаэрация воды требует ее полного прогрева до температуры насыщения греющего пара, что возможно только в смешивающем подогревателе, которым и является деаэратор. С другой стороны, в любом смешивающем подогревателе можно осуществить процесс деаэрации. Поэтому если такие подогреватели включены в регенеративную схему низкого давления, то конструктивно они должны выполняться с учетом как прогрева конденсата, так и его дегазации.

Ранее говорилось о необходимости увеличения поверхности контакта деаэрируемой (нагреваемой) воды и греющего пара. Для собственно смешивающего подогревателя увеличение поверхности контакта также имеет очень большое значение, так как при этом удается уменьшить габариты подогревателя. Поэтому конструктивно ПНД смешивающего типа выполняют аналогично деаэрационным колонкам (рис. VI.10). Деаэрируемый конденсат поступает по двум патрубкам 2 и через камеру водослива 3 проходит последовательно две тарелки 4 и 6 с отверстиями диаметром 5 мм, аналогичными применяемым в деаэраторах. Греющий пар входит по центральной трубе. Путь его в корпусе подогревателя показан стрелками, по которым видно, что движение его организовано как противоточное воде, с пересечением струй, выходящих с тарелок.

Оставшийся несконденсированным пар через два патрубка 10 отводится из подогревателя, унося из него выделившиеся газы. К греющему пару данного подогревателя через патрубок 5 присоединяется выпар из следующего по ходу воды смешивающего подогревателя. Деаэрированный конденсат через патрубок 9 сливается из подогревателя и поступает в следующий, более высокого давления.

Если перепад давлений преодолевается за счет гидростатической высоты столба воды в связи с расположением подогревателей на соответствующим образом рассчитанных разных отметках, то конструкция подогревателя, изображенного на рис. VI.10, применима. Если же после данного подогревателя установлен насос для перекачки конденсата в следующий смешивающий подогреватель, то нижняя часть подогревателя должна быть увеличена для создания водяной емкости перед насосом.

Преимущества смешивающих подогревателей в отношении габаритов хорошо видны из рис. VI.10, если учесть, что размеры на этом рисунке отвечают расходу подогреваемого конденсата, равному 1000 т/ч, с нагревом его на 95 кДж/кг (от 266 до 361 кДж/кг) за счет греющего пара давлением 0,06 МПа, подаваемого в количестве 40 т/ч.

VI.5. Деаэраторные баки и схемы установки деаэраторов

Деаэраторные колонки устанавливают на деаэраторных баках: на один бак — одна, две или три. Эти колонки располагают симметрично, т. е. при одной головке ее размещают в центре, при двух — на равном расстоянии между ними и торцами бака.

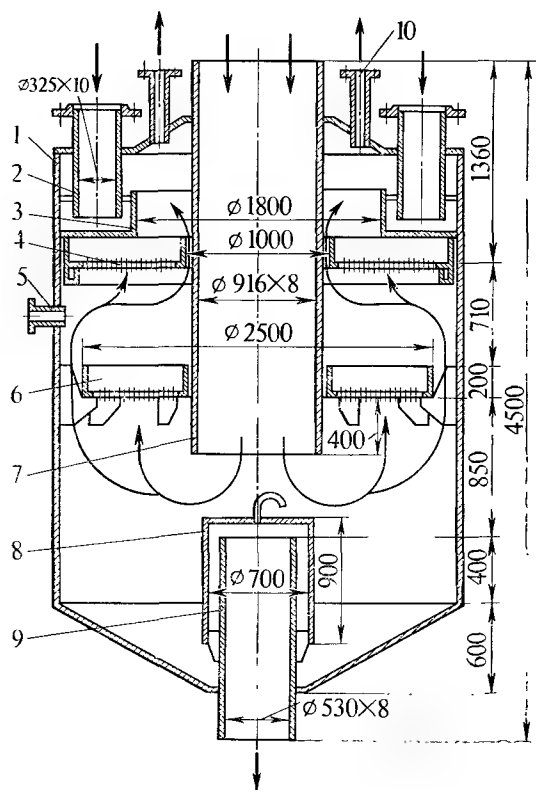


Рис. VI.10. Конструктивная схема смешивающего регенеративного подогревателя низкого давления:

- 1 — корпус;
- 2 — подвод деаэрируемого конденсата;
- 3 — камера водослива;
- 4 — тарелка № 1;
- 5 — подача паровоздушной смеси из следующего (по ходу воды) смешивающего подогревателя;
- 6 — тарелка № 2;
- 7 — подвод греющего пара;
- 8 — переливной стакан;
- 9 — отвод деаэрированного конденсата;
- 10 — отвод паровоздушной смеси

Для деаэраторов повышенного давления Барнаульский завод выпускает деаэраторные баки емкостью 100 и 120 м³; Таганрогский — емкостью 50 и 75 м³, а Саратовский — емкостью 65 м³. Диаметры всех баков 3 м, а емкость определяется их длиной.

Из соотношения емкости и производительности деаэрационной установки по воде следует, что баки обеспечивают не более чем пятиминутный запас питательной воды, минимально необходимый по требованиям Гостехнадзора для блочных установок. Для АЭС такого запаса воды не достаточно для охлаждения реактора в аварийной ситуации. Поэтому основной запас воды содержится в специальных баках холодного конденсата, из которых она может подаваться только аварийным питательным насосом, минуя деаэраторный бак.

Вода из деаэраторного бака к питательному насосу должна забираться на высоте 100—150 мм от дна бака и из мест, наиболее удаленных от головки (места ввода воды в бак). Наиболее употребителен отвод двумя линиями вблизи торцов с их объединением в одну, направляемую к насосу. Такая схема позволяет избежать застойных зон и отложений в баке.

Уровень воды в деаэраторном баке может быть расположен достаточно высоко, однако не должен выходить из пределов бака, чтобы не заполнять деаэраторную колонку, нарушая ее работу. Поэтому деаэраторный бак обязательно снабжают переливным устройством на отметке максимально допустимого уровня воды. На аппаратах атмосферного типа устанавливают гидрозатвор длиной 3,5—4,0 м с автоматическим заполнением, который служит одновременно в качестве переливного устройства и предохранительного клапана. На деаэраторах повышенного давления вместо гидрозатвора помещают предохранительные и автоматические переливные клапаны. Кроме того, деаэраторный бак имеет водоуказательные стекла по всей высоте бака, сниженные указатели уровня и сигнализаторы нижнего уровня воды в баке.

Деаэраторы оборудуют устройствами для автоматического регулирования питания паром и водой. Общая схема деаэраторной установки представлена на рис. VI.11. На линии отборного пара от турбины к деаэратору имеется обратный клапан, надежно закрывающийся при сбросе нагрузки турбиной. Это предохраняет турбину от разгона при подаче в нее пара, образующегося в деаэраторе при сбросе давления, а также от заброса в турбину воды вместе с этим паром. Закрытие обратного клапана предотвращает также падение давления в деаэраторе до восстановления давления отборного пара. Кроме отборного пара турбин целесообразно дополнительно предусмотреть подачу к деаэратору также и редуцированного острого пара. Это позволяет подавать дополнительное количество греющего пара, которое может понадобиться в случае нерасчетно большого недогрева воды перед деаэратором. Можно использовать при этом деаэратор в системе расхолаживания реактора, а также снабжать деаэратор греющим паром при частичных нагрузках, когда давление отборного пара становится меньше давления в деаэраторе.

На рис. VI.11 показано охлаждение выпара за счет конденсата, температура которого меньше, чем основного. Перепад температур позволяет уменьшить потребную поверхность охлаждения в охладителе выпара в связи с большей величиной температурного напора в нем. Конденсат охладителя выпара поступает самотеком в основной питательный трубопровод после деаэратора. Неконденсирующиеся газы после охладителя выпара для двухконтурных АЭС сбрасывают в атмосферу, а на одноконтурных они поступают в конденсатор, откуда удаляются эжекторами совместно с основным потоком из конденсатора для очистки перед сбросом в трубу.

Производительность деаэраторной установки выбирают по полной ее мощности, но без резерва. Если на станции работает несколько турбин, то на

каждую устанавливают по одному деаэратору с одной или двумя деаэраторными колонками.

Для очень мощных турбинных установок АЭС, особенно при работе на насыщенном паре, может возникнуть необходимость параллельной работы двух деаэраторов. Возможна также параллельная работа деаэраторов нескольких турбин, обслуживающих один реактор. В случае параллельной работы деаэраторы соединяют уравнительными линиями как по питательной воде, так и по греющему пару. При этом основной регулятор давления пара располагают на уравнительной паровой линии, а регулятор давления, установленный на каждом деаэраторе, играет вспомогательную роль.

В схему АЭС приходится включать большое число баков. Все они, кроме бака дренажей второго контура, входят в состав вспомогательных систем реактора. Назначение дренажного бака второго контура — сбор всех дренажей этого контура с последующей очисткой конденсата главным образом от окислов железа, для чего могут быть использованы магнетитовые и электромагнитные фильтры. Применяемая иногда подача всех дренажей непосредственно в деаэраторный бак, несмотря на экономию на сооружении специального дренажного бака, имеет все же большой недостаток — поступление

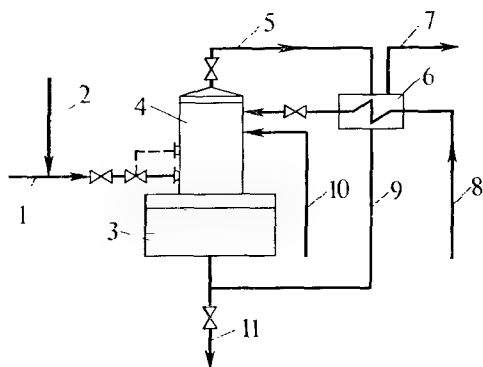


Рис. VI.11. Общая схема деаэраторной установки:

- 1 — греющий пар из отбора турбины;
- 2 — резервная подача греющего пара (от БРОУ);
- 3 — деаэраторный бак;
- 4 — деаэраторная колонка;
- 5 — отвод выпара;
- 6 — охладитель выпара;
- 7 — сброс газов;
- 8 — подача части конденсата, минуя ПНД;
- 9 — отвод конденсата выпара;
- 10 — подача основного конденсата после ПНД;
- 11 — к питательному насосу

в цикл продуктов коррозии сталей, количество которых отнюдь не пропорционально малым расходам дренажа.

Количество окислов железа, приносимых с дренажами, может быть значительно в связи с периодичностью включения дренажных линий и особенно после стояночных режимов. Кроме того, некоторые дренажи имеют меньшее давление, чем в деаэраторном баке, особенно при деаэраторах повышенного давления. Поэтому установка дренажных баков предпочтительна. Такие потоки, как дренажи паропроводов, перелив из деаэраторных баков, конденсат технологических конденсаторов, конденсат охладителей выпара деаэраторов, прежде чем поступить в дренажный бак, должны пройти расширитель. Из расширителя вода поступает в дренажный бак, а пар используется в системе станции.

Минуя расширитель, непосредственно в дренажный бак направляют все дренажные воды с давлением 0,1 МПа и конденсат при опорожнении оборудования второго контура. Таким образом, система дренажных баков, число которых может быть и более одного, предусматривает их установку в комплекте с расширителями, дренажными насосами и очистными фильтрами. Назначение этой системы — сбор небольших количеств конденсата и воды с давлением более атмосферного и возврат их в систему станции.

VI.6. Тепловой и материальный балансы деаэраторов смешивающего типа

Для смешивающего деаэратора можно составить уравнения теплового и материального баланса, необходимые для расчета тепловой схемы всей станции в целом. Приходные статьи для материального баланса деаэратора:

- 1) греющий пар деаэратора $D_{п-д}$, кг/ч;
- 2) основной конденсат после ПНД $D_{впнд}$, кг/ч;
- 3) конденсат греющих паров ПВД $D_{кпвд}$, кг/ч;
- 4) дополнительные возможные потоки пара, например пар от уплотнений штоков клапанов регулирования турбины $D_{п,ш}$, из уплотнений турбины $D_{п,у}$ из расширителя непрерывной продувки парогенератора $D_{п,расщ}$ и др. всего $\Sigma D_{п}$, кг/ч*;
- 5) дополнительные возможные потоки воды, как, например, добавочная вода в виде дистиллята испарителей $D_{в,и}$ или химически очищенной воды $D_{в,х.о.}$, сепарат из промежуточного турбинного сепаратора $D_{в,сеп}$, конденсат подогревателей сетевой воды $D_{в,с}$, конденсаты выпара, непосредственно возвращаемые в деаэратор $D_{в,вып}$, та часть протечек из концевых уплотнений питательных насосов, которая непосредственно возвращается в деаэратор $D_{в,прот}$, и др. всего $\Sigma D_{в}$, кг/ч.

Расходных статей смешивающего деаэратора только две: деаэрированная вода $D_{в,д}$, кг/ч, и расход пара с выпаром $D_{п,вып}$, кг/ч, который обычно оценивается по отношению к расходу деаэрированной воды $a_{д} = D_{п,вып} / D_{в,д}$. Обычно $0,005 < a_{д} < 0,01$, т. е. расход выпара составляет от 5 до 10 кг на 1 т воды. С учетом сказанного уравнение материального баланса для деаэратора

$$D_{п-д} + D_{впнд} + D_{кпвд} + \Sigma D_{п} + \Sigma D_{в} = D_{в,д} + D_{п,вып}, \quad (VI.4)$$

или, учтя, что расход выпара $D_{п,вып} = a_{д} D_{в,д}$, а расход воды после деаэратора складывается из расхода питательной воды и протечек из уплотнений питательного насоса,

$$D_{п-д} + D_{впнд} + D_{кпвд} + \Sigma D_{п} + \Sigma D_{в} = (1 + a_{д})(D_{п-в} + D_{в,прот}). \quad (VI.5)$$

Для составления теплового баланса смешивающего деаэратора необходимо учесть энтальпии всех составляющих потоков (в килоджоулях на 1 кг): греющего пара $i_{п-д}$, основного конденсата после подогревателей $i_{впнд}$, конденсата греющих паров подогревателей высокого давления $i_{кпвд}$, дополнительных потоков пара $i_{п,ш}$, $i_{п,у}$, $i_{п,расщ}$ и т. д., дополнительных потоков воды $i_{в,и}$, $i_{в,х.о.}$, $i_{в,сеп}$, $i_{в,с}$, $i_{в,вып}$, $i_{в,прот}$, деаэрированной воды $i_{в,д}$ и пара выпара $i_{п,вып}$. Значения энтальпий потоков, поступающих в деаэратор, определяются из расчета соответствующих элементов тепловой схемы. Поэтому ниже рассмотрены только потоки, непосредственно зависящие от режима деаэратора.

* Если из деаэраторов пар отбирается, например, на уплотнения турбины или на эжекторы, то соответствующий расход входит в сумму $\Sigma D_{п}$ со знаком минус.

Энтальпия деаэрированной воды равна энтальпии воды, догретой до кипения при давлении в деаэраторе. Энтальпия выпара в деаэраторе определяется по парциальному давлению водяных паров в выпаре $p_{\text{вып}}$. Парциальное давление равно разности между суммарным давлением выпара (практически равным давлению в деаэраторе p_d) и парциальным давлением газов $p_{\text{газ}}$, т. е. $p_{\text{вып}} = p_d - p_{\text{газ}}$.

Оценим наибольшее значение $p_{\text{газ}}$. Если принять содержание газов в конденсате равным 10 мг/кг, а величину выпара — 1 кг/т (т. е. 1000 мг/кг), то весовая концентрация газов в выпаре составит 1 : 100, а объемная концентрация — 1 : 150 из-за большего молекулярного веса неконденсирующихся газов. Таким образом, парциальное давление газов будет равно $(1/150)p_d$, а водяных паров $(149/150)p_d$. Поэтому можно принимать $p_{\text{п.в}} \approx p_d$ и определять $i_{\text{п.вып}}$ по энтальпии сухого насыщенного пара при давлении в деаэраторе. Если выпар охлаждается водой, поступающей в деаэратор, то часть теплоты выпара возвращается:

$$Q_{\text{вып}} = \alpha_{\text{вып}} r D_{\text{п.вып}} = \alpha_{\text{вып}} r a_d D_{\text{в.д}} \approx \alpha_{\text{вып}} r a_d D_{\text{п.в}}, \quad (\text{VI.6})$$

где $\alpha_{\text{вып}}$ — доля выпара, сконденсировавшаяся в охладителе выпара, определяемая его тепловым расчетом; r — теплота конденсации выпара, кДж/кг. Если в охладителе выпара подогревается вода, не поступающая в деаэратор, то $Q_{\text{вып}} = 0$.

Тепловой баланс смешивающего подогревателя с учетом потерь в окружающую среду 2—3% от тепла греющего пара (т. е. $\eta_d = 0,97—0,98$)

$$\begin{aligned} & \eta_d D_{\text{п.д}} i_{\text{п.д}} + D_{\text{в.пнд}} i_{\text{в.пнд}} + D_{\text{к.пвд}} i_{\text{к.пвд}} + \sum D_{\text{п}} i_{\text{п}} + \sum D_{\text{в}} i_{\text{в}} + \\ & + \alpha_{\text{вып}} r a_d D_{\text{п.в}} = (1 + a_d) (D_{\text{п.в}} + D_{\text{в.прот}}) i_{\text{в.д}} + a_d D_{\text{п.в}} i_{\text{п.вып}}. \end{aligned} \quad (\text{VI.7})$$

Совместное решение уравнений (VI.4) или (VI.5) и (VI.7) позволяет найти: абсолютный расход $D_{\text{п.д}}$ греющего пара на деаэратор; его долю по отношению к полному расходу пара на турбину $\alpha_d = D_{\text{п.д}}/D_0$, а с учетом $D_{\text{п.в}} = \alpha_{\text{п.в}} D_0$ — абсолютный расход основного конденсата после подогревателей низкого давления $D_{\text{в.пнд}}$ и его долю по отношению к расходу пара на турбину $\alpha_{\text{пнд}} = D_{\text{в.пнд}}/D_0$. В результате такого расчета расход греющего пара может оказаться отрицательным; тогда должны быть внесены необходимые изменения, например изменение давления расхода греющего пара, т. е. подключение к другому отбору турбины. Возможно также изменение энтальпий некоторых поступающих в деаэратор потоков за счет их охлаждения или направление части дополнительных потоков с наибольшими энтальпиями в другие элементы станции.

Для расчета смешивающего подогревателя должны быть составлены уравнения типа (VI.4) и (VI.7), но более простые, так как число потоков ограничено. Приходными статьями при этом являются: расход греющего пара $D_{\text{п.п}}$, энтальпия которого составляет $i_{\text{п.п}}$, и расход основного конденсата $D_{\text{в.п}}$ с энтальпией $(i_{\text{в.п}})''$. Если энтальпия основного конденсата после смешивающего подогревателя, расход которого равен $D_{\text{п.п}} + D_{\text{в.п}}$, составляет $(i_{\text{в.п}})''$, то уравнение теплового баланса

$$\eta_{\text{п}} [D_{\text{п.п}} i_{\text{п.п}} + D_{\text{в.п}} (i_{\text{в.п}})'] = [D_{\text{п.п}} + D_{\text{в.п}}] (i_{\text{в.п}})''. \quad (\text{VI.8})$$

VI.7. Питательные установки

Питательная установка — один из важнейших элементов тепловой схемы станции, обеспечивающий надежность работы и бесперебойность отпуска электроэнергии. Задача ее — непрерывное восполнение убыли воды в парособразующей установке, связанной прежде всего с расходом пара на

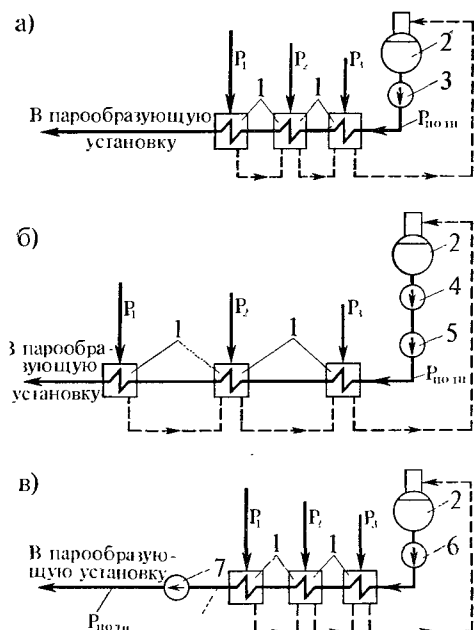


Рис. VI.12. Схема включения питательных насосов при высоких давлениях парособразующей установки:

- 1 — ПВД;
- 2 — деаэрационный бак;
- 3 — одноподъемный питательный насос;
- 4 — бустерный насос;
- 5 — основной питательный насос;
- 6 и 7 — питательные насосы первого и второго подъемов

турбину, а также с удалением продувочной воды, расходом острого пара прочими потребителями, утечками и т. д. Особенно большое значение имеет питательная установка для одноконтурных атомных электростанций, в которых она подает воду непосредственно в реактор.

Конечное давление за питательной установкой должно превышать давление в парособразующей установке на величину сопротивления всего питательного тракта от деаэратора до нее. При этом возможны три схемы включения питательной установки — одноподъемная, одноподъемная с бустерным насосом и двухподъемная.

При одноподъемной схеме (рис. VI.12, а) *питательный насос* создает полное давление, необходимое для подачи воды в парособразующую установку. Под этим давлением находится трубчатая система всех ПВД. При одноподъемной схеме с *бустерным насосом* (рис. VI.12, б) дифференциальный напор последнего относительно невелик — около 1,5 МПа. Его основное назначение — создать необходимый подпор на всасе *главного насоса*. Основная часть необходимого напора развивается *главным насосом*. Установка бустерного насоса обуславливается следующими причинами. При увеличении мощности турбин увеличивается и подача применяемых насосов. Но с увеличением подачи повышается требуемый *подпор на всасе насоса*,

если одновременно не снижать частоту вращения ротора. Снижение же частоты вращения уменьшает напор, развиваемый ступенью насоса по квадратичной зависимости, и увеличивается количество ступеней. Это делает насос более тяжелым, дорогим и требующим много места для установки (особенно для высоконапорных насосов). Чтобы избежать утяжеления насоса, его как бы разделяют на два: первый — бустерный — имеет малую частоту вращения и не требует большого подпора, второй — основной — большую частоту вращения и, следовательно, получается более компактным, что возможно благодаря подпору, создаваемому бустерным насосом. Оба насоса обычно приводятся в действие одним электродвигателем и по существу представляют собой единый агрегат.

Одноподъемную схему с двумя насосами используют в атомной энергетике при применении быстроходных турбоприводов питательных насосов. При двухподъемной схеме (рис. VI.12, в) устанавливают два питательных насоса с последовательным их включением. Первый из них 6 должен создавать давление, обеспечивающее невоскипание питательной воды во всех ПВД, в том числе и в питаемом греющем паром первого отбора турбины. Поэтому давление воды после насоса первого подъема должно быть выше давления в первом отборе при любом режиме работы турбины. Далее вода поступает в питательный насос второго подъема 7, создающий полное давление питательной воды.

Преимущество двухподъемной схемы — работа всех ПВД под меньшим давлением. Поэтому они дешевле, а работа их надежнее. Однако при равных преодолеваемых суммарных сопротивлениях и равных весовых расходах питательной воды расход электроэнергии на работу питательной установки в одноподъемной схеме меньше, так как насос работает только на холодной воде, в то время как основной питательный насос в двухподъемной схеме перекачивает воду более высокой температуры и, следовательно, больших удельных объемов.

Установка одного насоса дешевле, чем двух последовательных, а работа насоса на холодной воде надежнее. Поэтому двухподъемная схема включения питательных насосов получила распространение только при сверхвысоких давлениях, которые для атомной энергетике пока не характерны.

В качестве питательных насосов обычно используют центробежные многоступенчатые насосы с сальниковым, а на одноконтурных атомных станциях — с механическим уплотнением вала. Питательная вода даже одноконтурных станций не требует дорогих и неэкономичных герметичных бессальниковых насосов, так как ее радиоактивность невелика и доступность насоса для эксплуатационного персонала в процессе работы определяется отнюдь не протечками, но радиоактивностью питательной воды по ^{13}N , а в случае нарушения плотности ТВЭЛов — газообразными продуктами деления, прежде всего ксенона и криптона. Протечки питательных насосов отводятся в дренажные баки, откуда вода после очистки возвращается в цикл. Возможен также отвод этих протечек непосредственно в регенеративную систему. Надежность работы питательных насосов требует прежде всего предотвращения вскипания воды при входе в насос. Так как в деаэраторе вода оказывается нагретой до кипения, то, если не установлены бустерные насосы и в питательном насосе не предусмотрена специальная конструкция входной ступени, деаэраторные баки должны располагаться выше питательных насосов на 6 м для атмосферных деаэраторов, на 9 м — для деаэраторов с давлением 0,35 МПа и на 12 м — с давлением 0,6 МПа. При этом сопротивление соединительного трубопровода от деаэраторного бака до питательного насоса должно быть не более 0,01 МПа.

Число и производительность питательных насосов принимают с учетом необходимой бесперебойности работы питательной установки. Питательные

центробежные электронасосы выбирают на полный расход питательной воды для обслуживаемой ими установки — парогенератора или реактора. Все насосы должны быть однотипными. Для мощности блока менее 500 МВт устанавливают один резервный насос. Число работающих насосов и производительность резервного выбирают так, чтобы при выключении одного из работающих насосов и включении резервного производительность питательной установки сохранялась на уровне 100%. Если полную производительность обеспечивают два работающих насоса, то резервный выбирается, исходя из 50%-ной нагрузки всей установки. Так, для парогенераторов АЭС с ВВЭР-440 предусмотрены на каждый блок один резервный и четыре основных насоса, работающих на питательную магистраль, общую для всех парогенераторов каждого блока. Производительность каждого насоса составляет 25% от общего расхода питательной воды.

Для блоков ВВЭР-500 и ВВЭР-1000 резервирование питательных насосов не предусмотрено. При выходе из строя одного из двух установленных насосов соответственно снижается мощность блока. В значительной степени это обусловлено выбором для них турбопривода (см. ниже). Для одноконтурных АЭС турбопривод менее применим, так как появляется еще один элемент, требующий биологической защиты (конденсатор приводной турбины). Для этих АЭС число и производительность питательных насосов выбирают с резервом, как это было указано выше.

В отношении резервирования и числа агрегатов для бустерных насосов действуют те же правила, что и для основных. Для выбора питательных насосов могут быть использованы данные, приведенные в табл. VI.3.

Таблица VI.3. Центробежные питательные электронасосы Сумского завода

Тип	Производительность, м ³ /ч	Напор, м вод. ст.	Частота вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, кВт
ПЭ 65-85	60	850	2965	210
ПЭ 100-56	100	580	2965	240
ПЭ 150-56	150	580	2980	325
ПЭ 150-67	150	700	2980	392
ПЭ 220-45	220	475	2980	366
ПЭ 300-40	300	465	2980	470
ПЭ 300-70	220—250	850—830	2980	745—695
ПЭ 315-70	315	768	2975	800
ПЭ 850-65	850	614	2980	1880

Каждый питательный насос должен иметь обратный клапан на напорном патрубке, а питательная установка — автоматическое устройство для запуска резервного насоса при снижении давления в напорной магистрали (при выключении одного из работающих насосов). Производительность питательной установки в эксплуатации должна изменяться в соответствии с нагрузкой обслуживаемого ею блока. Регулирование производительности питательных насосов методом дросселирования связано с энергетическими потерями. Предпочтение должно быть отдано регулированию изменением числа оборотов, причем при *турбоприводе* изменяется число оборотов приводной турбины, а при *электроприводе* для этого применяют *гидромолы*.

Большое значение имеет выбор типа привода для питательных насосов — электропривод или турбопривод с установкой специальной приводной турбины. Электропривод питательных насосов наиболее распространен благодаря своей простоте, скорости включения и высокому к.п.д. Для электропривода используют асинхронные электродвигатели, мощности которых

для выпускаемых электронасосов приведены в табл. VI.3. По условиям конструирования таких двигателей верхний предел единичной мощности их ограничивается. Синхронные электродвигатели не ставят таких ограничений, но они менее удобны при пуске и в эксплуатации. Поэтому, когда мощность питательной установки велика, целесообразно использовать спе-

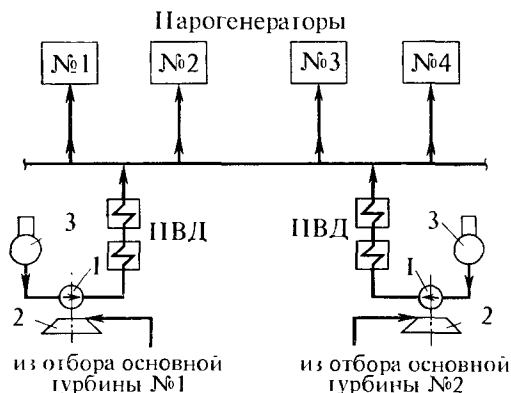


Рис. VI.13. Схема подключения питательных насосов АЭС с ВВЭР-1000 с трубоприводом:

1 — питательный насос;
2 — приводная паровая турбина;
3 — деаэратор

циальную приводную турбину, тем более что при этом к.п.д. станции повышается. Бустерный насос, обеспечивающий бескавитационную работу основного насоса, имеет привод от той же турбины через понижающий редуктор.

В связи с общим направлением развития теплоэнергетики — повышением единичной мощности парообразующей установки и ее питательных насосов — трубопровод становится основным. Так, для АЭС на 1000 МВт и более мощность питательной установки достигает (в зависимости от параметров и типа реактора) 20—25 МВт. Для атомных станций трубопровод имеет еще и то преимущество, что в случае аварийного обесточивания питания реактора может продолжаться до полного его расхолаживания за счет снабжения приводной турбины свежим паром с выхлопом последнего в атмосферу (для одноконтурной станции через барботер, установленный для сброса пара из предохранительных клапанов). Положительными качествами трубопровода являются также экономичное регулирование производительности насосов изменением числа оборотов, непосредственный привод насоса без редуктора и неограниченная единичная мощность.

При установке для мощных блоков двух рабочих питательных насосов по 10—12,5 МВт каждый приводная турбина должна быть многоступенчатой. Такие турбины требуют прогрева перед пуском и не могут использоваться как резервные.

Для мощностей, при которых возможно выполнение как турбо-, так и электропривода, решение должно быть принято на основе технико-экономического расчета. При этом необходимо иметь в виду, что чем больше мощность установки, тем выше к.п.д. трубопровода, который не только становится равным к.п.д. электропривода при определенной мощности, но и превышает его при дальнейшем увеличении мощности, между тем для крупных АЭС мощность питательной установки становится столь большой, что ее экономичность может уже заметно влиять на общий к.п.д. станции.

Для атомных электростанций с ВВЭР-1000 предусмотрен трубопровод с конденсационной приводной турбиной с собственным конденсатором и подачей конденсата в основной контур. Турбина питается паром, отбираемым после промежуточного пароперегревателя основной турбины (260° С; 1,144 МПа), но предусмотрена также подача редуцированного острого пара. На атомных

электростанциях с ВВЭР-1000 устанавливают два питательных насоса с турбоприводом. Напорные линии питательных насосов соединены (рис. VI.13).

Для обеспечения аварийного питания парогенераторов в условиях полного обесточивания предусмотрены четыре аварийных электронасоса, производительность которых выбирают в зависимости от мощности реактора в пределах 2—3% от номинальной. Эти насосы имеют самостоятельное подсоединение к системе надежного питания. Напорные линии насосов объединены. Всасывающие линии этих насосов не объединены. Два насоса подсоединены каждый к отдельному аварийному баку холодного конденсата по 500 м³ каждый, расположенным вне главного здания (но с утеплением). Забор воды из этих баков возможен только аварийными насосами, поэтому эти баки всегда заполнены, а после аварийного израсходования наполняются вновь. Аналогичное решение применимо для аварийного питания на одноконтурных АЭС.

VI.8. Бездеаэраторные схемы АЭС

Применение деаэратора и связанного с ним бака в последнее время подвергается пересмотру. Эффективная деаэрация в конденсаторе делает излишней дополнительную деаэрацию в собственно деаэраторе. При значительных производительностях питательных насосов деаэратор с его баком приходится располагать на большой высоте над питательным насосом. По этой причине увеличивается строительная часть пристройки для деаэратора. Запас питательной воды в деаэраторных баках, требующийся на обычных ТЭС, для АЭС не нужен, так как такой запас имеется в баках аварийного питания. Наряду с этим емкости парогенерирующих установок-парогенераторов двухконтурных АЭС и реакторов одноконтурных АЭС (имеется в виду водяная емкость барабанов-сепараторов) значительны и иногда даже превышают емкости деаэраторных баков.

Для варианта регенеративной системы для АЭС с ВВЭР-1000 с деаэратором (а) и без него (б) представлены на рис. VI.14. Подогрев воды в деаэраторе обычно в 2—3 раза меньше, чем в поверхностных подогревателях. Поэтому в случае отказа от деаэратора введение еще одного поверхностного подогревателя не требуется, а осуществляющийся ранее в деаэраторе подогрев воды равномерно распределяется между всеми ПНД.

К настоящему времени АЭС с бездеаэраторными схемами находятся еще в стадии проектирования. Однако несомненна перспективность таких схем.

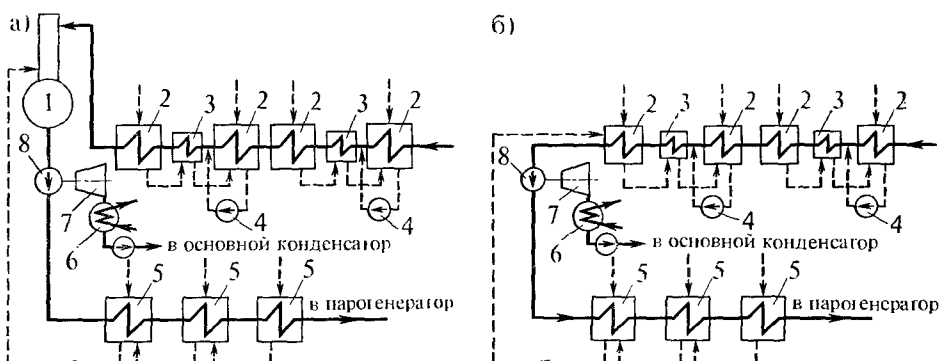


Рис. VI.14. Регенеративная схема АЭС с ВВЭР-1000:

- | | |
|-------------------------|------------------------------------|
| 1 — деаэратор; | 5 — ПВД; |
| 2 — ПНД; | 6 — конденсатор приводной турбины; |
| 3 — охладитель дренажа; | 7 — приводная паровая турбина; |
| 4 — дренажный насос; | 8 — питательный насос |

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ*

VII.1. Задачи и основные элементы конденсационной установки

Замкнутость пароводяного цикла тепловых электростанций предопределяет необходимость конденсации всего расхода пара, проработавшего в турбине. Этот процесс, изображенный на рис. VII.1 в T, s -диаграмме, осуществляется в конденсационной установке при постоянном давлении за счет подогрева охлаждающей воды, температура которой ниже температуры насыщения пара. На рис. VII.1 изменение температуры охлаждающей воды отвечает длине пути воды в конденсаторе и на T, s -диаграмме показано условно. Процесс конденсации может идти при любом давлении. Однако чем меньше температура отвода теплоты цикла (что соответствует более низкому давлению конденсации), тем выше тепловая экономичность паротурбинной установки при неизменных начальных параметрах, если при этом не возникают потери из-за необратимости протекающих процессов. Характеристики водяного пара таковы, что, добиваясь расширения пара в турбине до давлений, меньших атмосферного, можно увеличить

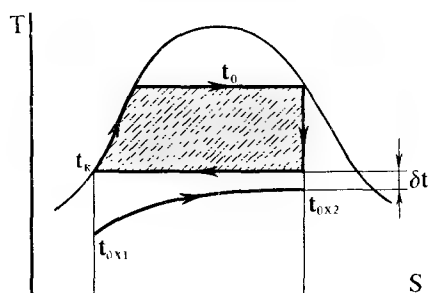


Рис. VII.1. Процесс конденсации пара и нагрева охлаждающей воды в конденсаторе

теплоперепад в ней на 25—30 и даже 40% в зависимости от начальных параметров пара. Поэтому основная задача конденсационной установки — установление и поддержание разрежения в выхлопном патрубке турбины, а тем самым и внутри конденсатора.

* Конденсационные установки, так же как турбинные, парогенераторные и реакторные, изложены в данном учебнике лишь с точки зрения включения их в общую систему станций, а также условий и требований к их работе в системе. Конструкции и расчеты самих агрегатов (конденсаторов, турбин, парогенераторов и реакторов) не рассматриваются, так как это является содержанием самостоятельных дисциплин.

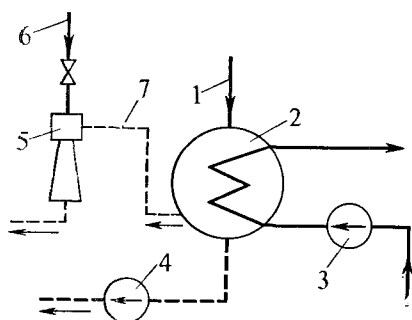


Рис. VII.2. Схема конденсационной установки:

- 1 — пар из выходного патрубка турбины;
- 2 — поверхностный конденсатор;
- 3 — циркуляционный насос;
- 4 — конденсатный насос;
- 5 — пароструйный эжектор;
- 6 — подвод пара к эжектору;
- 7 — отсос паровоздушной смеси

Схема конденсационной установки с учетом сказанного представлена на рис. VII.2. Из выходного патрубка турбины в паровой объем поверхностного конденсатора поступает пар, отработавший в турбине. Через трубки конденсатора циркуляционным насосом прокачивается охлаждающая вода. Образовавшийся конденсат стекает в нижнюю часть конденсатора и конденсатным насосом возвращается в цикл. Для создания разрежения в выпускном патрубке турбины и конденсаторе в состав конденсационной установки входит пароструйный эжектор, к которому подводят пар одного из отборов турбины (а иногда и острый пар). В связи с разрежением в конденсаторе в его паровой объем постоянно поступает воздух из окружающей среды, поэтому паровой эжектор работает непрерывно, отсасывая этот воздух из конденсатора вместе с некоторым количеством пара.

VII.2. Выбор конечного давления пара

Величина вакуума в конденсаторе существенно влияет на тепловую экономичность станции. Приближенная численная зависимость термического к. п. д. паротурбинной установки от конечного давления пара представлена на рис. VII.3, из которого следует, что, снизив давление в конденсаторе с 0,004 до 0,003 МПа, можно увеличить к. п. д. установки примерно на 2%, и, наоборот, увеличение давления с 0,004 до 0,005 МПа приведет к снижению экономичности более чем на 1%.

Конденсация пара в конденсаторе происходит за счет нагрева циркуляционной охлаждающей воды от начальной температуры t_{ox1} до конечной t_{ox2} (см. рис. VII.1), поэтому температура конденсации должна превышать t_{ox2} и может лишь приближаться к ней. Между тем температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{ox1} в зависимости от выбранной системы технического водоснабжения и месторасположения станции меняются в пределах от 0 до 15°C в зимнее время и от 15 до 33°C в летнее. Если принять нагрев воды в конденсаторе $\sim 10^\circ\text{C}$, то выходные температуры воды летом составят от 25 до 43°C. Воспользовавшись зависимостью температуры насыщения от давления пара (рис. VII. 4), можно установить, что давление в конденсаторе может при этом составить 0,0033—0,006 МПа.

Теплообмен через поверхность нагрева не позволяет вести конденсацию пара при температуре конденсата, равной выходной температуре охлаждающей воды, и требует дополнительного перепада температур δt (см. рис. VII.1), принимаемого на уровне 3—5°C, реже до 10°C. С учетом этих обстоятельств тепловой баланс конденсационной установки

$$D_{\kappa} (i_{\kappa} - i'_{\kappa}) = W(i_{ox2} - i_{ox1}), \quad (\text{VII.1})$$

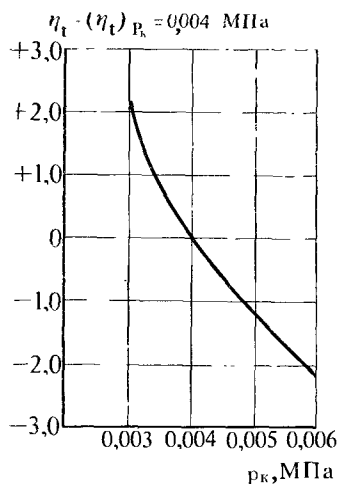


Рис. VII.3. Изменение термического к. п. д. паротурбинной установки в зависимости от величины вакуума (при неизменных начальных параметрах пара)

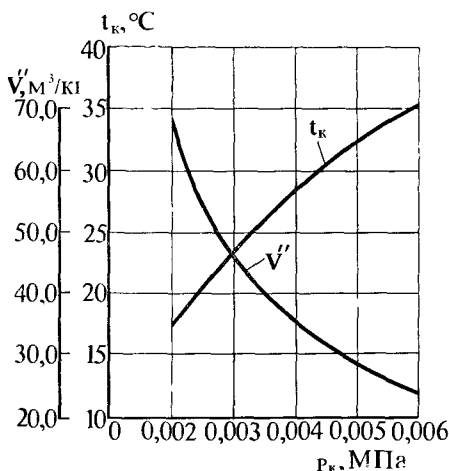


Рис. VII.4. Изменение температуры насыщения t_k и удельного объема V'' насыщенного пара в зависимости от давления p_k пара в конденсаторе

где D_k — расход в конденсатор, кг/ч; i_k и i'_k — соответственно энтальпии пара после турбины и конденсата после конденсатора, кДж/кг; W — расход охлаждающей циркуляционной воды, кг/ч; i_{ox1} и i_{ox2} — энтальпии этой воды до и после конденсатора, кДж/кг.

В уравнении не учтена внешняя потеря теплоты в окружающую среду, так как она пренебрежимо мала по сравнению с основными членами. Уравнение (VII.1) можно переписать в виде

$$m = W/D_k = (i_k - i'_k)/(i_{ox2} - i_{ox1}), \quad (\text{VII.2})$$

или условно

$$m = W/D_k = (i_k - i'_k)/(t_{ox2} - t_{ox1}). \quad (\text{VII.2a})$$

Величина m называется *кратностью охлаждения*. Из равенства (VII.2a) можно определить выходную температуру охлаждающей воды в зависимости от кратности охлаждения:

$$t_{ox2} = t_{ox1} + [(i_k - i'_k)/m]. \quad (\text{VII.3})$$

Так как температура конденсации $t_k = t_{ox2} + \delta t$ (см. рис. VII.1), то с учетом уравнения (VII.3) можно написать

$$t_k = t_{ox1} + [(i_k - i'_k)/m] + \delta t. \quad (\text{VII.4})$$

Из (VII.4) следует, что температура (давление) конденсации в наибольшей степени зависит от начальной температуры охлаждающей воды и, следо-

вательно, от источника и системы водоснабжения (см. гл. VIII), а также от времени года (зимой поддерживать вакуум легче). Но при одной и той же начальной температуре охлаждающей воды вакуум в конденсаторе существенно зависит от кратности охлаждения, поэтому выбор вакуума в конденсаторе может быть сделан только на основе технико-экономических расчетов. При этом следует учитывать, что чем глубже вакуум, тем выше экономичность турбинной установки, меньше расход пара и расход на конденсатные насосы, но тем больше должна быть поверхность теплообмена в конденсаторе и кратность охлаждения. Следовательно, возрастают капиталовложения в циркуляционную установку и увеличивается расход электроэнергии на привод циркуляционных насосов.

На рис. VII.5 приведена зависимость давления в конденсаторе от кратности охлаждения при $\delta t = 3^\circ\text{C}$ для трех значений входной температуры охлаждающей воды: 10, 15 и 20°C . Расчетные кривые построены, исходя из следующих соображений. На входе в конденсатор пар обычно бывает влажным. Полная теплота парообразования для давлений от 0,003 до 0,005 МПа может быть в среднем оценена как 2430 кДж/кг. Если принять влажность пара на входе в конденсатор в среднем равной 9,0%, то для конденсации 1 кг пара необходимо отвести от него 2195 кДж/кг. Тогда вместо (VII. 4) с учетом теплоемкости воды можно написать

$$t_k = t_{\text{ох1}} + 2195/m + \delta t. \quad (\text{VII.4a})$$

Из рис. VII.5 следует, что увеличение кратности охлаждения сверх значений порядка 80 нецелесообразно, так при этом теоретически возможный вакуум в конденсаторе изменяется в малой степени. Обычно кратность охлаждения $m = 50\text{—}60$ для любых тепловых электростанций, в том числе и атомных.

Из (VII.4) следует, что технико-экономическому выбору подлежит также и величина δt . В самом деле, чем больше δt , тем меньше потребная поверхность нагрева конденсатора и соответствующие капиталовложения. Но для сохранения того же вакуума и, следовательно, той же экономичности паротурбинной установки придется увеличить кратность охлаждения, в связи с чем возрастут капиталовложения на циркуляционное водоснабжение и соответствующие расходы на собственные нужды. Поэтому варианты расчеты для выбора кратности охлаждения и оптимальной величины вакуума должны производиться для различных значений δt и связанных с этим величин поверхности нагрева конденсатора. Однако все эти достаточно сложные расчеты не могут дать окончательного ответа, так как давление в конденсаторе — величина, непосредственно сопряженная с давлением за последней ступенью турбины.

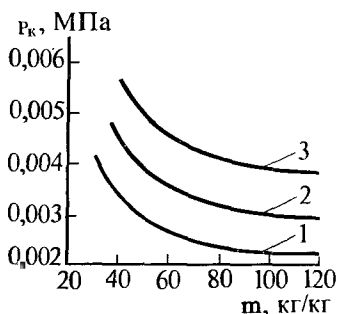


Рис. VII.5. Зависимость давления в конденсаторе от кратности охлаждения при $\delta t = 3^\circ\text{C}$ и $i_k = 2195$ кДж/кг:

- 1 — $t_{\text{ох1}} = 10^\circ\text{C}$;
- 2 — $t_{\text{ох1}} = 15^\circ\text{C}$;
- 3 — $t_{\text{ох1}} = 20^\circ\text{C}$

С углублением вакуума объем пара резко возрастает (см. рис. VII.4). Изменение давления в конденсаторе от 0,004 до 0,003 МПа приводит к увеличению удельного объема пара более чем на 30%, поэтому при глубоком вакууме пропуск пара, даже при предельных высотах лопаток последней ступени, может встретить затруднения. Если же повышать скорости пропуск пара, то выходные потери турбины могут резко возрасти и выигрыша в экономичности турбинной установки не будет. Окончательный выбор вакуума в конденсаторе требует совместного рассмотрения и технико-экономического решения этого вопроса применительно и к паротурбинной установке (см. гл. XII). Сопоставление расходов пара для турбин различных параметров (см. табл. VIII.1) приводит к несомненному заключению о целесообразности вакуума не глубже 0,004 МПа для мощных турбин насыщенного пара, применяемых в атомной энергетике, в сравнении с турбинами тех же мощностей в обычной теплоэнергетике, для которых давление в конденсаторе выбирают обычно 0,0035 МПа.

К числу конечных параметров следует отнести также влажность пара. Однако ограничения по влажности пара ставит не конденсационная установка, а турбина, поэтому рассмотрение этого вопроса перенесено в гл. XII.

VII.3. Отсос паровоздушной смеси

В конденсатор поступает не только влажный пар из последних ступеней, но и воздух через неплотности в соединениях корпуса конденсатора с выхлопным патрубком турбины и ряд других мест, например в линиях отборного пара и его конденсата, находящихся под разрежением. В зависимости от поддержания водного режима и качества воды с паром могут поступать и другие газы, например углекислота и аммиак.

Для одноконтурных АЭС необходимо иметь в виду поступление в конденсатор определенных количеств продуктов радиолиза, а также благородных газов, проникающих даже через практически герметичные оболочки тепловыделяющих элементов. Поступление продуктов радиолиза существенно увеличивает газосодержание среды при входе в конденсатор. Так, для турбин двухконтурных АЭС количество кислорода, поступающего в конденсатор с паром, составляет не более 0,01 мг/кг, а для турбин одноконтурных АЭС — 5—40 мг/кг.

В связи с поступлением в конденсатор неконденсирующихся газов давление в нем равно сумме парциальных давлений водяного пара и всех остальных газов, а конденсация водяного пара будет происходить при его парциальном давлении, отвечающем температуре насыщения, зависящей от температуры охлаждающей воды. Таким образом, давление в конденсаторе тем значительно отличается от парциального давления водяного пара, чем больше газосодержание. Только при нулевом газосодержании давление в конденсаторе станет равным тому наименьшему давлению, которое определяется температурой охлаждающей воды. Поэтому от степени удаления неконденсирующихся газов из конденсатора зависит степень расширения пара в турбине, т. е. тепловая экономичность и удельный расход пара.

Наличие газов неблагоприятно также и с точки зрения величины коэффициента теплоотдачи при конденсации и потребной величины поверхности охлаждения в конденсаторе. Так, при весовой концентрации газов, равной 1%, коэффициент теплоотдачи при конденсации пара уменьшается вдвое по сравнению с величиной, отвечающей чистому пару; при 2,5—3% — уже в четыре раза. Количество подсосываемого воздуха зависит от состояния



Рис. VII.6. Изменение давления в конденсаторе по мере движения пара к месту отсоса:

$p_k = \Sigma p$ — суммарное давление;
 $p_п$ — парциальное давление пара;
 $p_{воз}$ — парциальное давление воздуха;
 $p_k - p_п$ $p_{воз}$ — паровое сопротивление конденсатора

уплотнений в местах соединений, находящихся под разрежением, и не поддается расчетному определению. Обобщение большого количества данных эксплуатации позволяет считать, что количество отсасываемого воздуха (кг/ч)

$$G_{воз} = (D_k/50) + 2, \quad (VII.5)$$

где D_k — номинальный расход пара в конденсатор, т/ч. Основной источник присоса воздуха — неплотности во фланцевом соединении между выхлопным патрубком турбины и приемным патрубком конденсатора. Поэтому в последнее время вместо (VII.5) пользуются соотношением

$$G_{воз} = a l_\phi, \quad (VII.6)$$

где a — коэффициент, равный 1,5 кг/(ч·м) для сварного соединения и 3,0 кг/(ч·м) — для болтового; l_ϕ — периметр соединения, м.

Абсолютная величина присоса воздуха не зависит от нагрузки, поэтому при меньших нагрузках относительная величина присоса возрастает.

Так как количество воздуха, проникающего в конденсатор, по сравнению с расходом пара очень мало, то при непрерывном отсосе воздуха давление в конденсаторе (и, следовательно, за турбиной) устанавливается равным давлению, соответствующему температуре насыщения. В месте отсоса концентрация воздуха может быть уже существенной (рис. VII.6). По мере движения к месту отсоса полное давление меняется мало, так как паровое сопротивление невелико, но парциальное давление воздуха возрастает. Поэтому парциальное давление водяного пара в месте отсоса уменьшается и конденсат сконденсировавшегося в этой области пара оказывается переох-

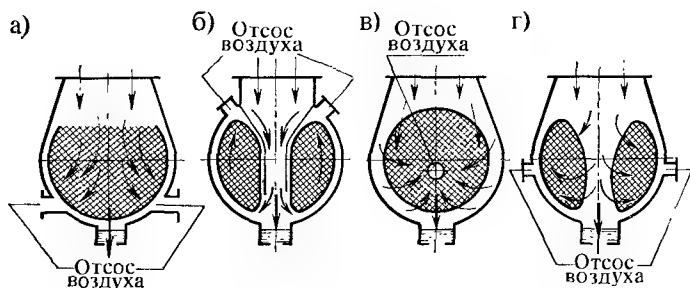


Рис. VII.7. Основные схемы поверхностных конденсаторов

лаженным по отношению к остальному конденсату. Переохлаждение конденсата вызывает снижение тепловой экономичности установки и увеличение расхода электроэнергии на конденсационную установку.

Вместе с воздухом отсасывается и некоторое количество пара, что может вызвать потерю конденсата, для исключения которой паровоздушная смесь должна быть охлаждена в соответствующем теплообменнике с возвратом конденсата в систему. Так как поверхность нагрева такого теплообменника тем больше, чем больше пара в отсасываемой смеси, то отсос целесообразно делать в области завершения конденсации. Поэтому место отсоса зависит прежде всего от направления потоков пара в конденсаторе, в зависимости от которого различают конденсаторы с нисходящим (а), восходящим (б), центральным (в) и боковым (г) потоками (рис. VII.7).

Большая компактность конденсатора, приведенного на рис. VII.7, а, является кажущимся преимуществом, так как паровое сопротивление его наибольшее — малы проходные сечения в начале потока пара (на его полном расходе), а омывание паром всей поверхности нагрева затруднено. Главный недостаток этой схемы — наибольшее переохлаждение конденсата, так как завершение пути пара к месту отсоса совпадает с местом отвода конденсата. Последующие схемы выполнены регенеративными — за счет контакта конденсата, сливающегося в конденсатосборник, с основным потоком пара, поступающего в конденсатор, предупреждается или ликвидируется переохлаждение конденсата.

Воздух отсасывается пароструйным эжектором. Пар пароструйного эжектора подводят из отборов турбин или от испарителей повышенного давления. Можно использовать и выпар деаэраторов повышенного давления, что пока еще не нашло широкого распространения, но перспективно и целесообразно, так как ликвидируется лишний элемент — охладитель выпара, а расход пара с выпаром практически равен расходу, требующемуся для работы основных эжекторов. Для пусковых режимов к основным и пусковым эжекторам предусматривают подвод острого пара через редуктор.

Для выброса воздуха его давление за эжектором должно быть выше атмосферного. При этом на двухконтурных станциях воздух выбрасывают непосредственно в атмосферу, а на одноконтурных — через систему технологической вентиляции с предварительной дезактивизацией.

Расход рабочего пара на эжекторы составляет заметную величину (0,5—0,8% от расхода на турбину), и, кроме того, частично пар поступает с воздухом из конденсатора. Во избежание потерь конденсата и для уменьшения тепловых потерь с рабочим паром конструкция эжекторов органически сочетается с холодильниками пара. Эти теплообменники включаются в регенеративную систему турбины непосредственно после конденсатных насосов. Они охлаждаются основным конденсатом турбин, поэтому их правильнее называть подогревателями на сбросном паре эжекторов.

Затраты на эжекторы с охладителями пара тем меньше, чем меньше расход пара. Последнее достигается за счет применения двух- и трехступенчатых эжекторов с одинаковыми степенями сжатия для каждой из ступеней.

Схема двухступенчатой пароэжекторной установки представлена на рис. VII.8. Чем ниже температура конденсата в охладителях, тем полнее будет сконденсирован рабочий пар первой ступени. Это уменьшит отсос паровоздушной смеси во вторую ступень, что в свою очередь позволит снизить расход пара на нее и тем самым общую подачу пара на эжекторы. Пароэжекторные охладители всегда устанавливают непосредственно после конденсатного насоса, т. е. первыми по ходу конденсата в регенеративной системе. Использование теплоты конденсации пара эжекторов в системе регенерации обязательно, так как оно не так мало: турбинный конденсат подогревается в этих теплообменниках на 3—5° С для конденсационных стан-

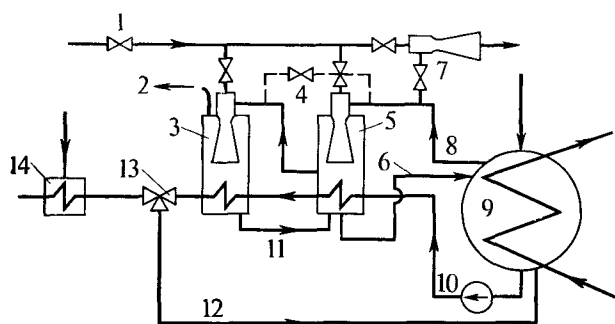


Рис. VII.8. Схема включения эжекторов для отсоса воздуха из конденсаторов турбин:

1 — подвод рабочего пара;
 2 — выпуск воздуха;
 3 — вторая ступень основного эжектора;
 4 — переключатель для возможности работы одной второй ступени при пуске турбины;
 5 — первая ступень основного эжектора;
 6 — отвод конденсата в паровой объем конденсатора;
 7 — пусковой эжектор;
 8 — отсос воздуха из конденсатора;
 9 — конденсатор турбины;

10 — конденсатный насос;
 11 — перепуск конденсата рабочего пара эжекторов из холодильника второй ступени в холодильник первой ступени;
 12 — трубопровод для рециркуляции конденсата турбины при ее пуске;
 13 — клапан рециркуляции и поддержания уровня в конденсаторе;
 14 — регенеративный подогреватель низкого давления

Таблица VII.1. Характеристики паровых эжекторов ХТГЗ

Основные характеристики	Тип эжекторов			
	основные		пусковые	
	ЭП-3-25/75 к турбине К-220-44	ЭП-3-100-300 к турбине К-500- -65/3000	ЭП-1-80	ЭП-1-150
Давление парогазовой смеси перед первой ступенью, МПа	0,00273	0,0037	0,0245	0,0245
Давление рабочего пара, МПа . .	0,5	0,5	0,5	0,5
Расход пара на эжектор, кг/ч . .	1000	3620	500	1500
Расчетное количество отсасываемой парогазовой смеси, кг/ч	2850	18000	310	580
Расход охлаждающей воды, т/ч .	165	237	—	—
Поверхность холодильника, м ² :				
первая ступень	15	16,6	—	—
вторая ступень	12	5,14	—	—
третья ступень	9	—	—	—

ций и на 7—10°C для теплофикационных в связи с меньшим пропуском для них пара в конденсатор.

Кроме основного, постоянно работающего эжектора предусматривают установку специального пускового эжектора, включаемого в процессе пуска для первоначального удаления воздуха из конденсатора и корпуса турбины, который при ее холостом ходе также находится под разрежением. В связи с кратковременностью работы пускового эжектора его конструкция обычно проста — его выполняют одноступенчатым и часто без охладителей, а отсасываемую паровоздушную смесь сбрасывают непосредственно в атмосферу. В одноконтурных станциях отсасываемая парогазовая смесь радиоактивна. В связи с этим обязательно устанавливать охладитель у пускового эжектора. На рисунке видны линии, включаемые при пуске турбины (например, рециркуляционная), которые предусматривают из-за того, что при пуске турбины расход конденсата недостаточен для охлаждения и конденсации пара эжекторов. При пуске турбины в основном эжекторе можно включать только одну

ступень (см. линию 4), так как значительная нагрузка по отсосу падает на пусковой эжектор, мощность которого принимают большей, чем основного. Характеристики паровых эжекторов (основных и пусковых) приведены в табл. VII.1.

Учитывая большое влияние давления в конденсаторе на экономичность турбинной установки, основные эжекторы устанавливают с резервом — два работающих и один резервный. Для основного эжектора давление всасывания мало (вакуум), поэтому для него характерна большая общая степень сжатия (~ 30), равномерно распределяемая по трем ступеням. Холодильники устанавливают после каждой ступени (реже после двух или трех). Пусковой эжектор работает в условиях переменного давления всасывания — от атмосферного до расчетного, указанного в табл. VII.1. Расчетное давление выбирают равным давлению всасывания третьей ступени основного эжектора. После его достижения в работу включают основной эжектор, а пусковой останавливают. Пусковые эжекторы устанавливают без резерва.

Для уменьшения расхода пара на эжекторы необходимо следить за плотностью конденсатора и прежде всего за плотностью соединения его корпуса с выхлопным патрубком турбины, так как сечение этого соединения наибольшее. В область отсоса газов из конденсатора следует сбрасывать и паровоздушную смесь из ПНД для последующего совместного удаления из системы. Особенно большое значение это имеет для одноконтурных АЭС, в которых все сбрасываемые радиоактивные потоки должны быть по возможности объединены. Для этих станций следует направлять в область отсоса конденсатора также и охлажденный выпар деаэраторов.

Для поддержания расчетного вакуума необходимо не допускать повышения уровня конденсата в конденсаторе, так как при этом из теплообмена будет исключаться часть поверхности охлаждения. С другой стороны, нельзя допускать и значительного снижения уровня конденсата в конденсаторе или, тем более, полного опорожнения конденсатора, так как это может привести к срыву конденсатного насоса. Задачу поддержания уровня конденсата в конденсаторе решает специальный клапан (поз. 13).

VII.4. Деаэрация в конденсаторе

Непрерывный отсос газов из конденсаторов решает попутно и задачу дегазации образующегося конденсата. В конденсаторе имеется полная возможность организовать этот процесс с неменьшим успехом, чем в собственно деаэраторе, если исключить переохлаждение конденсата.

Основное назначение деаэрации в конденсаторе — удаление кислорода. Эта задача может быть решена полностью. Труднее удалить из конденсата свободную углекислоту. Деаэрация в конденсаторе приобретает особое значение для одноконтурных АЭС, так как при этом не только наиболее полно удаляется кислород, в том числе и радиолитический, но происходит также освобождение конденсата и от радиоактивных благородных газов, если они проникли в пар. Кроме того, деаэрация снижает коррозию конденсатного тракта, а следовательно, и уменьшает поступление в реактор окислов конструкционных материалов. Это обстоятельство важно и при наличии в схеме самостоятельного деаэратора.

В настоящее время деаэрация в конденсаторе и подача в него химически очищенной воды обязательны независимо от наличия собственно деаэратора. Если вода только умягчается (характерно для двухконтурных станций

с поверхностями нагрева парогенератора из углеродистых сталей), то включение в тепловую схему самостоятельного деаэратора обязательно. При химическом обессоливании добавочной воды, применяемом для одноконтурных станций и двухконтурных с поверхностями нагрева из аустенитных нержавеющих сталей, можно ограничиться деаэрацией только в конденсаторе, т. е. применить бездеаэрационную схему (см. § VI.8). В таких схемах особенно большое внимание должно быть уделено не только эффективности деаэрации в конденсаторе, но и воздушной плотности парового тракта вакуумных ПНД. Это необходимо во избежание повторного обогащения конденсата кислородом воздуха.

Схема организации основных потоков при деаэрации в конденсаторе представлена на рис. VII. 9. Окончательная деаэрация происходит в барботаж-

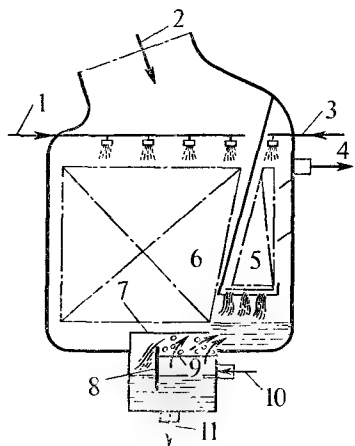


Рис. VII.9. Схема организации основных потоков при барботажной деаэрации в конденсаторе:

- 1 — подвод химически очищенной воды;
- 2 — выход пара от турбины;
- 3 — подвод конденсата пара от эжектора;
- 4 — отсос паровоздушной смеси;
- 5 — трубный пучок охладителя паровоздушной смеси;
- 6 — основная поверхность охлаждения конденсатора;
- 7 — направляющая перегородка;
- 8 — переливная перегородка к конденсатным насосам;
- 9 — дырчатый щит барботажного устройства;
- 10 — подвод пара на барботажное устройство;
- 11 — отвод деаэрированного конденсата к конденсатным насосам

ном устройстве внизу конденсатора, где конденсат, прежде чем поступить к конденсатному насосу, барботируется паром, поступающим по линии 10 из последнего отбора турбины под дырчатый щит 9. Паровоздушная смесь из объема над барботажным устройством направляется перегородкой в область отсоса газов из конденсатора и охлаждается в пучке 5, отделенном от основного пучка перегородкой, переходящей в нижней своей части в дырчатый щит. Образовавшийся здесь конденсат сливается через этот щит и деаэрируется потоком паровоздушной смеси, движущимся навстречу.

Основной конденсат, подлежащий деаэрации, поступает под перегородку 7, деаэрируется барботажным паром и сливается через верх перегородки 8 к конденсатному насосу. Вместе с конденсатом на деаэрацию поступает и добавочная обессоленная вода. Содержание кислорода в ней значительно, поэтому необходимо организовать интенсивное омывание ее потоками пара. Это достигается подачей воды по линии 1 в паровой объем конденсатора через распылитель. Ввод химически очищенной воды не нарушает деаэрации основного конденсата при добавке ее не более 15%. На АЭС величина добавка существенно меньше, поэтому нет никаких препятствий для организации ее деаэрации в конденсаторе.

Подача добавочной воды в конденсатор для ее деаэрации предпочтительна также и потому, что это несколько увеличивает тепловую экономичность, так как в этом случае добавок проходит все ступени регенеративного подогрева.

Из рис. VII. 9 видно, что конденсат пара из эжекторов проходит двухступенчатую деаэрацию, так как кислородосодержание его наибольшее. По-

дача конденсата происходит по линии 3 через распылитель в область над охладителем 5 паровоздушной смеси. Встречный поток пара, идущий к штуцеру 4 отсоса из конденсатора, вентилирует конденсат, освобождая его от кислорода. Вторая, окончательная, ступень деаэрации осуществляется в барботажном устройстве совместно с основным потоком конденсата.

Кислородосодержание среды для отдельных областей конденсатора различно, поэтому при выполнении основной поверхности теплообмена конденсатора из латунных трубок можно рекомендовать делать трубный пучок паровоздухоохладителя из нержавеющей аустенитных сталей типа 18/8. Так как поверхность нагрева этого пучка составляет не более 10% от полной, то стоимость конденсатора увеличивается незначительно. Это особенно надо иметь в виду для одноконтурных станций, где общее кислородосодержание больше за счет радиолитического кислорода.

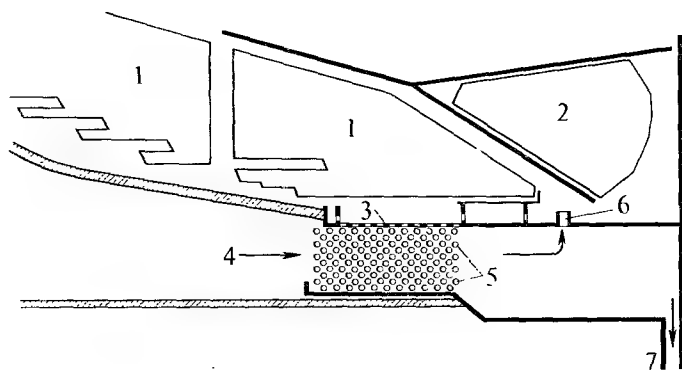


Рис. VII.10. Организация струйной деаэрации в конденсаторе:

- | | |
|---|---|
| 1 — теплообменные поверхности конденсатора; | 5 — стержни; |
| 2 — теплообменная поверхность охладителя паровоздушной смеси; | 6 — проход пара непосредственно к охладителю паровоздушной смеси; |
| 3 — конденсаторораспределительная тарелка; | 7 — отвод продеаэрированного конденсата в конденсатосборник |
| 4 — подача пара к деазирующему устройству; | |

Барботажную деаэрацию в конденсаторе в последние годы заменяют более простой и надежной струйной (рис. VII.10). Она сводится к следующему. Ниже теплообменной поверхности конденсатора устанавливают конденсаторораспределительные тарелки 3 с отверстиями диаметром 8 мм. Конденсат стекает через них на расположенные под ними стержни и разбивается на мелкие капли, что увеличивает поверхность контакта пара и конденсата. Пар для деаэрации конденсата просасывается через стержни и направляется непосредственно к охладителю паровоздушной смеси конденсатора. Для прохода к нему избыточного барботажного пара в конденсаторораспределительных тарелках сделаны дополнительные отверстия 6. Прodeаэрированный конденсат сливается в конденсатосборник.

В одноконтурных станциях паровой эжектор непрерывно удаляет образующиеся в реакторе продукты радиолитического разложения воды, в том числе атомарный водород и атомарный кислород с возможным образованием гремучей смеси. Для предотвращения этого в специальных *контактных аппаратах* организуют сжигание водорода (рис. VII. 11). Если основной эжектор имеет холодильники не после всех трех ступеней, а только после двух первых, то перед электронагревателем контактного аппарата устанавливают специальный холодильник, максимально сокращающий объемы, проходящие в контактный аппарат.

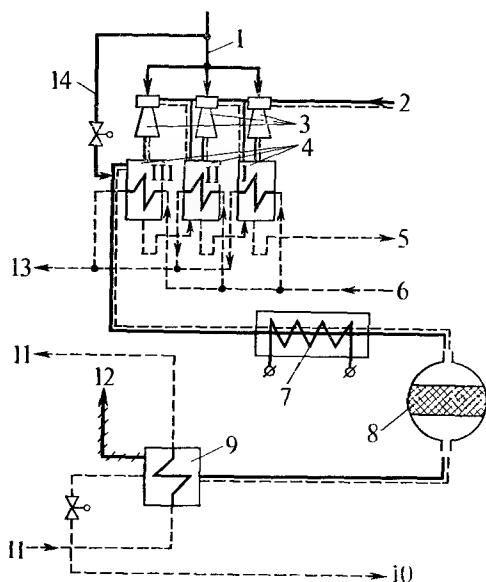


Рис. VII.11. Схема установки для сжигания водорода, отсасываемого вместе с паровоздушной смесью из конденсатора одноконтурной АЭС:

- 1 — подвод пара из деаэратора к основному эжектору;
- 2 — подвод парогазовой смеси из конденсатора;
- 3 — трехступенчатый эжектор;
- 4 — холодильники первой, второй и третьей ступеней эжекторов;
- 5 — отвод конденсата после холодильников эжекторов в конденсатор турбины;
- 6 — подвод конденсата после конденсатного насоса первого подъема на холодильники эжекторов;
- 7 — электронагреватель контактного аппарата;

- 8 — контактный аппарат для сжигания водорода;
- 9 — конденсатор контактного аппарата;
- 10 — отвод конденсата в конденсатор;
- 11 — подвод конденсата после конденсатного насоса второго подъема на конденсатор контактного аппарата и его отвод ко всасу этого насоса;
- 12 — отвод в систему дезактивации газообразных сбросов;
- 13 — отвод конденсата к конденсатоочистке;
- 14 — дополнительный подвод пара при необходимости разбавления смеси, подаваемой в контактный аппарат

Электронагреватель позволяет ускорить реакцию в контактном аппарате. Для предотвращения образования гремучей смеси на тракте от холодильника третьей ступени эжектора до контактного аппарата имеется возможность разбавления концентрации водорода за счет подачи дополнительного пара (линия 14).

ВН.5. Методы борьбы с присосами охлаждающей воды в конденсаторах

Вакуум в паровом объеме конденсатора и давление охлаждающей воды выше атмосферного создают существенный перепад давлений, за счет которого в конденсирующийся пар через неплотности может проникать охлаждающая вода, недопустимо ухудшая качество конденсата. Поэтому борьба с *присосами охлаждающей воды* в конденсаторах имеет очень большое значение для экономичности и надежности работы АЭС. При значительном присосе охлаждающей воды надо заглушить или заменить разрушенные трубки, что требует остановки установки. Если конденсатор имеет две самостоятельные половины для подачи охлаждающей воды (см. гл. VIII), то можно отключать подачу циркуляционной воды в ту часть конденсатора, где находится аварийная трубка. При этом турбинная установка будет продолжать работать, хотя и на сниженной нагрузке.

Величина присоса охлаждающей воды измеряется в процентах от расхода пара на турбину и составляет обычно 0,002—0,005%. Предельно допустимая величина присоса составляет 0,02% (для сильно минерализованных вод, например морских, существенно меньше).

Создание абсолютно бесприсосного (абсолютно плотного) конденсатора невозможно. Наиболее вероятным местом неплотностей являются места соединений трубок с трубными досками. Ввальцовка латунных трубок малой толщины в трубные доски, даже при хорошем ее исполнении для всех трубок конденсаторов мощных турбин, в эксплуатации может расстраиваться из-за вибраций трубок в процессе работы под воздействием потоков пара, поступающих из выпускного патрубка, а также в связи с термическими «качками».

Для борьбы с присосом используются разные решения, например двойные трубные доски, обессоливание конденсата, образование в конденсаторах «соленых» отсеков и уплотнение обмазкой.

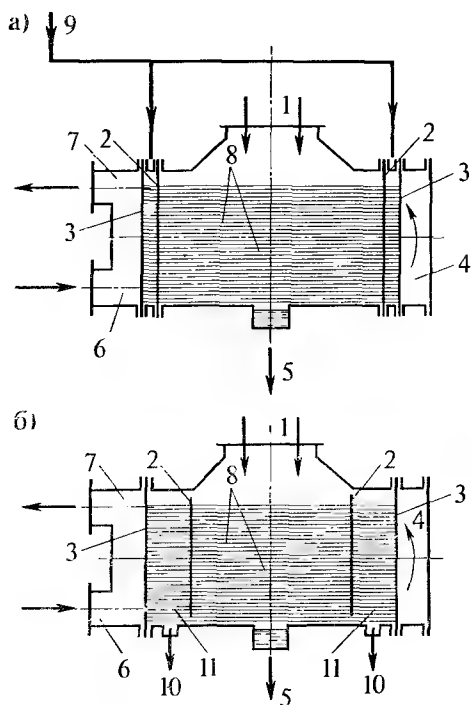


Рис. VII.12. Схема двухходового поверхностного конденсатора с двойными трубными досками (а) и с «солеными» отсеками (б):

- 1 — вход пара;
- 2 — дополнительная трубная доска;
- 3 — основная трубная доска;
- 4 — поворотная камера охлаждающей воды;
- 5 — отвод основного конденсата;
- 6 — входная камера охлаждающей воды;
- 7 — выходная камера охлаждающей воды;
- 8 — конденсаторные трубки;
- 9 — подача конденсата или обессоленной воды из верхнего бачка;
- 10 — отвод конденсата «соленых» отсеков;
- 11 — «соленый» отсек

На схеме, представленной на рис. VII. 12, а, поверхностный конденсатор имеет двойные трубные доски. Трубки ввальцованы в основные доски 3. На некотором расстоянии от них установлены дополнительные трубные доски. Между досками находится промежуточная камера, в которую подается конденсат по линии 9, создающий в камере большее давление, чем напор циркуляционной воды, для чего бачок для подачи конденсата в промежуточную камеру должен находиться на значительной высоте. В случае одноконтурной станции во избежание перетока активной среды в охлаждающую воду применяют не конденсат, а обессоленную воду. Недостаток такого способа — безвозвратная потеря конденсата, перетекающего в охлаждающую

щую воду, а главное — сложность изготовления и особенно ремонта таких конденсаторов и усложнение компоновки.

Если пропустить весь конденсат через ионообменную установку, то все примеси, поступающие с присосом охлаждающей воды, будут в ней задержаны и вредное влияние присоса ликвидировано. Можно обессоливать не весь конденсат, а только ту его часть, которая протекает вблизи трубных досок и поэтому в наибольшей степени подвержена влиянию присоса охлаждающей воды. Для этого в конденсаторе (рис. VII. 12, б) на некотором расстоянии от основной трубной доски 3 устанавливают «ложную» трубную доску 2, создающую, хотя и без особой плотности, «соленые» отсеки. В этом случае на ионообменную установку направляют только конденсат «соленых» отсеков, а затем его смешивают с основным конденсатом.

Двойные трубные доски и «соленые» отсеки, усложняя и удорожая установку, не могут полностью обеспечить высокую чистоту конденсата, поэтому использование их нецелесообразно.

Наиболее простой и дешевый метод борьбы с присосами в местах вальцовок — применение *уплотняющих обмазок*, которые наносят на трубную доску при монтаже конденсатора и восстанавливают в процессе ремонта при эксплуатации. Этот способ в настоящее время основной.

Присос охлаждающей воды связан не только с неплотностями в местах вальцовок, но и с коррозионными трещинами, возникающими в результате процессов коррозии материала десятков тысяч трубок. Из перечисленных способов борьбы с влиянием присосов только *обессоливание всего конденсата* позволяет предотвратить вредное влияние присоса, происходящего не только в местах вальцовок, но и в результате коррозии самих конденсаторных трубок. Поэтому для АЭС, особенно одноконтурных, обязательно обессоливание всего расхода конденсата.

Независимо от принятых решений благоприятна большая толщина основных трубных досок, так как при этом увеличивается глубина и, следовательно, плотность вальцовки. Такое решение принято для всех конденсаторов турбин АЭС.

Для борьбы с присосом через коррозионные трещины в трубках можно также использовать более коррозионностойкие материалы, чем латунь, например мельхиор и нержавеющие аустенитные стали типа 18-8. Однако это удорожает конденсатор, и на такое решение следует идти только при весьма агрессивных сильно минерализованных водах, когда коррозия идет наиболее интенсивно, а присос наиболее опасен. Необходимо считаться также с уменьшением коэффициента теплопередачи и ростом потребной поверхности трубок в конденсаторе при переходе от латуни к другим материалам.

Ионообменная конденсатоочистка удаляет как соли жесткости, так и хлор-ион, т. е. полностью обеспечивает требуемое качество конденсата для одноконтурных АЭС. Немаловажное значение имеет такая установка и для защиты реактора одноконтурной АЭС от возможных аварийных ситуаций, например при разрыве конденсаторных трубок.

Применение конденсатоочистки увеличивает габариты всей установки и удорожает ее, поэтому необходимо стремиться к возможно большей ее компактности, что достигается повышением скоростей фильтрации в конденсатоочистке до 80 м/ч (на фильтрах системы подготовки добавочной воды применяя 30 м/ч). С этой же целью рекомендуется не устанавливать *фильтры* *смешанного слоя*, так как эффективность ионного обмена в них выше, чем в отдельных слоях. Фильтры устанавливают с резервом, с одинаковой производительностью. Наиболее рациональна установка трех фильтрующих установок — двух рабочих и одной резервной — для возможности регенерации в процессе эксплуатации.

Ионообменные фильтры на конденсате одноконтурной станции, так же как и нижняя (водяная) часть конденсатора, должны иметь биологическую защиту. Это должно быть учтено и при регенерации отработавших смол.

VII.6. Развитие современных конденсаторов

Корпуса конденсаторов длительное время изготавливались цилиндрической формы для уменьшения толщины стенки и, как первоначально казалось, более полного использования объема конденсатора для расположения необходимого количества конденсаторных трубок. Однако, как указывалось в § VII. 3, затесненное расположение трубок оказалось неудачным. Для

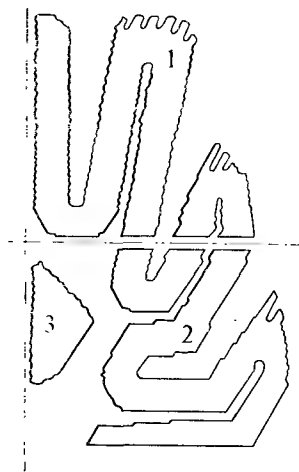


Рис. VII.13. Схема конденсатора турбины К-220-44:

- 1 — трубки второго хода охлаждающей воды;
- 2 — трубки первого хода охлаждающей воды;
- 3 — трубки охладителя паровоздушной смеси

мощных турбин размеры конденсаторов становятся столь большими, что появляется необходимость транспортировки их в разобранном виде и сборки на месте установки.

Один из примеров схемы современного конденсатора приведен на рис. VII. 13. Этот конденсатор предназначен для турбин К-220-44, т. е. для АЭС с реактором ВВЭР-440. На рисунке изображена правая половина конденсатора (левая ей симметрична). Каждая половина состоит из двух частей — верхней и нижней. Таким образом, конденсатор состоит из четырех примерно одинаковых частей.

Сборка конденсатора (сварка корпуса, набор и развальцовка трубок и др.) осуществляется в процессе монтажа на станции. Корпус имеет прямоугольную форму. При этом облегчается монтаж конденсатора на месте и обеспечивается более свободный проход пара к поверхностям нагрева, что уменьшает паровое сопротивление (свободный проход пара через верхнюю часть конденсатора по его правой стороне к поверхности нагрева нижней части).

Доступность поверхности змеевиков и уменьшение парового сопротивления конденсатора обеспечиваются компоновкой лент расположения змеевиков. Прямоугольная форма корпуса при его больших размерах вызывает большую толщину стенки и увеличивает вес и стоимость конденсатора. Во избежание этого корпус выполняют с внутренним оребрением боковых стен.

По стороне охлаждающей воды конденсатор двухходовой: в нижней части осуществляется первый ход воды, а в верхней — второй. Конденсатор конструируют с нисходящим потоком пара и отсосом паровоздушной смеси из центральной части нижней половины конденсатора, где температура охлаждающей воды меньше.

При длине трубок 9 м общая длина конденсатора составляет 14 м. На одну турбину К-220-44 устанавливают два конденсатора. Величина поверхности нагрева каждого из них зависит от температуры охлаждающей воды, так же как и давление в конденсаторе. Конденсатор выпускают в двух вариантах: с полной поверхностью нагрева 10 240 м² (13 000 трубок, из которых 1100 принадлежат охладителю паровоздушной смеси) и с полной поверхностью нагрева 12 300 м² (15 800 трубок, из которых 1400 принадлежат охладителю паровоздушной смеси). Выбор величины поверхности нагрева зависит от температуры охлаждающей воды.

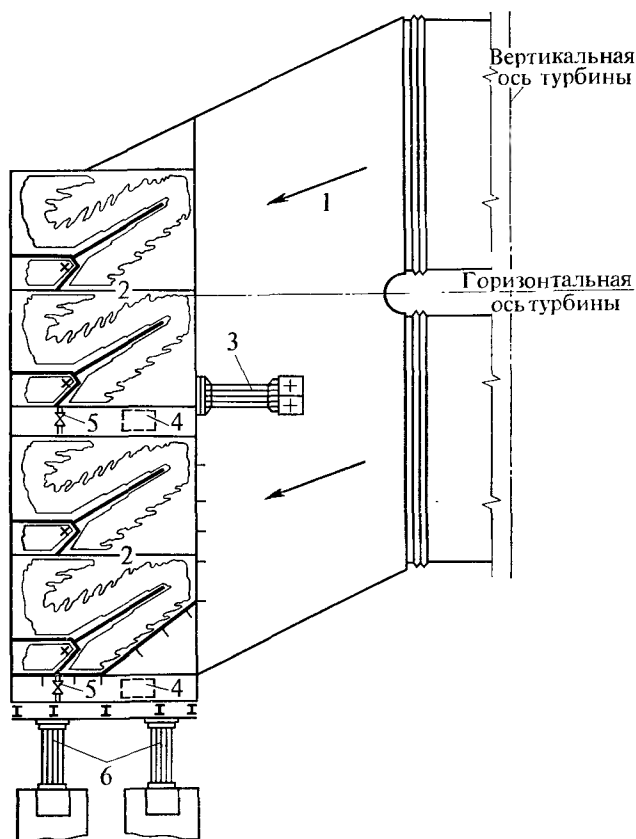


Рис. VII.14. Схема конденсатора с боковым расположением:

- 1 — переходный патрубок от турбины к конденсаторам;
- 2 — конденсаторы;
- 3 — боковая опора;
- 4 — размещение элементов деаэрационного устройства;
- 5 — дренаж водяных камер;
- 6 — нижние опоры;
- х — места отсоса паровоздушной смеси

Конденсатор располагают под турбиной (*подвальное расположение*). С увеличением производительности конденсаторов размещение их под турбиной становится все более затруднительным. Это прежде всего относится к атомным электростанциям, так как расходы пара для них существенно больше, чем для обычных (см. табл. VIII.1). В этих условиях рассматривают боковое расположение конденсаторов (рис. VII.14), когда конденсаторы размещены с обеих сторон турбины двумя секциями по высоте.

Если двухпоточных цилиндров низкого давления (ЦНД) два, то конденсаторов четыре. Каждая из секций конденсатора по высоте имеет свой подвод и отвод воды и соответственно в случае необходимости может отключаться при работающей турбине.

При разработке конденсаторов с боковым расположением были реализованы и некоторые другие технические решения, связанные с общим совершенствованием конденсационных устройств: новые деаэрационные устройства (рис. VII.10) и значительное уменьшение коэффициента заполнения трубных досок (0,25—0,26 по сравнению с 0,5 и даже выше в старых конструкциях). Тем самым облегчаются проходы пара к трубкам и интенсифицируется теплообмен. Так же как и в конденсаторе, показанном на рис. VII.13, применена «ленточная» компоновка поверхности теплообмена, а для повышения надежности трубной системы в первом периферийном ряду пучка установлены трубки с утолщенной стенкой (2 мм), воспринимающие динамическое воздействие набегающего потока пара.

Особенность *боковых конденсаторов* — боковое давление на переходной патрубке турбины, для восприятия которого установлены специальные опоры. Конструктивное решение боковых опор, так же как и нижних, иное, чем при подвальном расположении конденсаторов. В новом исполнении подвижные опоры изготавливают из системы гибких стержней или пластин в зависимости от нагрузок. Кроме того, применяют фиксирующие неподвижные опоры, как и в любых конструкциях.

Деаэрирующие устройства установлены на обоих уровнях, причем продеаэрированный конденсат из верхней половины специальными водоспускными коробами отводится в конденсатосборник, где соединяется с продеаэрированным конденсатом нижней половины, минуя его паровой объем.

В случае применения большого числа конденсаторов для бокового расположения конденсаторов возможно дополнительное улучшение работы конденсационной установки. При этом конденсаторы, расположенные на одной стороне от машины, могут быть соединены по охлаждающей воде последовательно, т. е. вся охлаждающая вода, необходимая для двух конденсаторов, проходит сначала первый конденсатор, а затем через переходную камеру поступает во второй. Преимущество такой системы заключается в том, что в условиях, в которых были бы оба конденсатора при их параллельном включении по охлаждающей воде, при последовательном включении оказывается только второй конденсатор; первый же по ходу воды конденсатор будет иметь более глубокий вакуум.

При последовательном включении конденсаторов отсос газовоздушной смеси делается каскадным — из воздухоохладителя с более высоким давлением в воздухоохладитель с менее высоким. Возможен отсос и в обратном направлении, причем условия работы эжектора даже улучшаются, так как он отсасывает холодную смесь. При любом включении конденсаторов отсос паровоздушной смеси из отдельных корпусов собирается в коллекторы, к которым непосредственно подсоединены эжекторы.

Боковое расположение конденсаторов уменьшает потери давления при входе в конденсатор, так как делает возможным увеличение сечения патрубка, соединяющего конденсатор с турбиной. Однако наряду с преимуществами боковое расположение конденсаторов имеет и недостатки. Усложняются выполнение фундамента и компоновочные решения в машинном зале. Особенно проявляются недостатки бокового расположения конденсаторов для одноконтурных АЭС, при которых обязательна биологическая защита нижней части конденсатора и всех регенеративных подогревателей. Поэтому для одноконтурных АЭС такое расположение конденсаторов неприемлемо. Основные данные по конденсаторам для отечественных турбин на насыщенном паре приведены в табл. VII.2.

Таблица VII. 2 Двухходовые конденсаторы для паровых турбин ХТГЗ на насыщенном паре

Тип турбины	Тип конденсатора	Площадь охлаждения, м ²	Расход пара в конденсатор, т/ч	Число конденсаторов на одну турбину, шт.	Расчетная температура охлаждающей воды, °С	Расчетный вакуум, МПа
К-220-44	К-12150	12 150	382,5	2	22	0,0052
К-500-60/1500	К-22550	22 550	880,6	2	22	0,006
К-500-65/3000	К-10120	10 120	410,9	4	12	0,004
К-750-65/3000	К-16100	16 100	600,4	4	15	0,0045

В процессах пуска АЭС, опробования реакторных систем и аварийного сброса нагрузки турбиной возникает необходимость работы реактора со сбросом пара, минуя турбину. В первых проектах АЭС для приема пара в этих режимах предусматривали большие теплообменники, в которых конденсация пара обеспечивалась при некотором противодавлении. Условно их называли технологическими конденсаторами и рассчитывали на большие расходы пара. Эти теплообменники использовались также в режиме расхолаживания реактора. Такое решение было чрезвычайно дорогим. В настоящее время расхолаживание производится с использованием основного оборудования, а для пусковых режимов используется *технологический конденсатор*, рассчитанный на прием расхода пара до 10% от полного.

Остальные задачи, ранее возлагавшиеся на технологический конденсатор, должен выполнять основной конденсатор, что учитывается при его разработке. В самой тепловой схеме предусмотрены линии сброса пара в конденсатор, помимо турбины, через *быстродействующую редуцирующую установку* (БРУ) (см. гл. XIII). Сброс пара после БРУ производится в паровое пространство переходного патрубка (от турбины к конденсатору). Перед этим патрубком пар, прошедший БРУ, увлажняется за счет впрыска конденсата и пропускается через систему кольцевых дросселей. В них давление после БРУ (0,6—0,8 МПа) сбрасывается до вакуума в конденсаторе и одновременно происходит улучшенный контакт с впрыснутой водой. Систему увлажнения и окончательного дросселирования располагают вне переходного патрубка, но поставляют ее вместе с конденсатором.

Учитывая важность обвода турбины в аварийных ситуациях, сбросное устройство и конденсатор турбины рассчитаны на два случая. Первый—когда в конденсатор сбрасывается до 60% расхода от «своей» турбины, стопорный клапан которой закрылся, и второй — когда в конденсатор работающей турбины кроме «своего» пара сбрасывается также пар другой турбины, стопорный клапан которой закрылся. Последнее реализуемо только при одном парогенерирующем агрегате на две машины, например для одноконтурной АЭС с реактором РБМК. Естественно, что при этом вакуум в конденсаторе будет ухудшенным.

VII.7. Выбор числа и производительности конденсатных и циркуляционных насосов

Для выбора числа и производительности конденсатных насосов решающее значение имеет подход к их резервированию. В этом вопросе еще нет установившегося мнения. Например, для АЭС с ВВЭР-1000 конденсатные насосы выбраны без резерва — два на одну турбину К-500-60/1500, т. е. каждый на 50% производительности. Поскольку устанавливают два насоса, то выход из строя одного из них вызывает не останов машины, а лишь снижение мощности. Так как установка конденсатного насоса обходится недорого, то более целесообразно использование трех насосов — двух рабочих и одного резервного, каждый на 50% производительности (рис. VII.15), тем более что обычно конденсатные насосы выходят из строя чаще, чем питательные.

Следует учитывать, что обеспечить необходимую высоту подпора на всасе конденсатного насоса труднее, чем для питательного. При подвальном расположении конденсаторов приходится делать специальные приямки для расположения в них насосов.

Конденсатные насосы выбирают всегда с электроприводом, так как потребляемая ими мощность существенно меньше, чем питательных (см. сопоставление их мощностей в гл. XVII). Это объясняется тем, что у конденсатных насосов существенно меньше производительность и потребный напор.

Расходы пара на турбину и в конденсаторе зависят от времени года, что связано с сезонным изменением вакуума в конденсаторе и термического к. п. д. турбинной установки. Поэтому производительность конденсатных насосов надо выбирать в расчете на 100%-ную нагрузку турбины в условиях летнего периода. При выборе производительности конденсатных насосов необходимо учитывать расход химически очищенной воды, если осуществлена ее подача в конденсатор, а также расход дренажей греющих паров ПНД, если применен их каскадный слив в конденсатор.

Напор конденсатных насосов определяют, исходя из давления в деаэраторе и преодоления сопротивления всей регенеративной системы и всего тракта от конденсатора до деаэратора, в том числе и высоты гидростатического столба в связи с установкой деаэратора на значительной высоте по условиям обеспечения подпора питательных насосов. Если же принята бездеаэраторная схема, то конденсатный насос работает по отношению к питательному как бустерный и выбор обоих насосов необходимо делать совместно.

Независимо от схемы дренажа конденсата греющих паров ПНД сопротивление надо рассчитывать по скоростям воды, отвечающим суммарному расходу конденсата основного и дренажа подогревателей. Если применена 100%-ная конденсатоочистка, а ионообменные фильтры не рассчитаны на работу под давлением, то применяют двухподъемные конденсатные насосы, т. е. устанавливают после конденсатора конденсатные насосы первого подъема, а после конденсатоочистки — второго подъема. Производительности этих насосов должны быть одинаковыми.

Для предотвращения кавитации в конденсатных насосах их устанавливают с определенным подпором по отношению к конденсатору. Если конденсаторы устанавливают в «подвальном» помещении, то величина подпора, естественно, весьма ограничена, поэтому сопротивление всасывающей линии от конденсатора до насоса должно быть минимальным.

Центробежные (обычно многоступенчатые) конденсатные насосы могут быть выбраны по табл. VII.3. Применяют обычные сальниковые насосы (т. е. насосы с протечкой) с расположением под ними приямка и откачкой дренажа. Такое решение наиболее простое, экономичное и дешевое; его при-

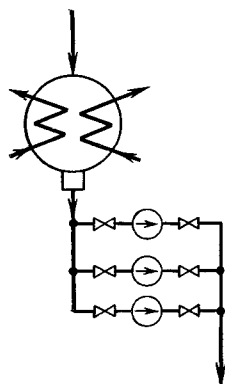


Рис. VII.15. Схема включения конденсатных насосов при установке двух рабочих и одного резервного

меняют и для конденсатных насосов на одноконтурных станциях, причем с еще большим основанием, чем для питательных насосов этих АЭС. Напор конденсатных насосов и, следовательно, возможность протечек с напорной стороны меньше, чем для питательных, а по стороне всаса они работают под разрежением с подачей уплотняющей воды. Радиоактивность конденсата мала, а после конденсатоочистки становится еще меньше.

Кратность охлаждения $m = 50-60$ означает, что расход охлаждающей воды очень велик, поэтому циркуляционные насосы имеют очень большую производительность. Для мощных станций применяют осевые насосы с электроприводом. Потребный напор циркуляционных насосов относительно невелик (см. гл. VIII), что дает возможность устанавливать одноступенчатые насосы.

Как правило применяют два насоса, удовлетворяющие при одновременной работе 100%-ную производительность. При наличии переключки между напорными линиями обоих насосов (см. рис. VIII.4) при выходе из строя одного из них обеспечивается 60% полного расхода циркуляционной воды. При этом мощность турбины уменьшается, а вакуум несколько ухудшается, однако не на столько, чтобы требовалось резервирование циркуляционных насосов, которое вызвало бы не только удорожание установки, но, главное, большое усложнение компоновки в связи с громоздкостью оборудования. Такой подход к выбору числа и производительности насосов правомерен еще и потому, что при подборе ориентируются на максимальный потребный расход циркуляционной воды, отвечающий летнему

Т а б л и ц а VII.3. Конденсатные насосы Сумского завода

Тип	Производительность, м ³ /ч	Напор, м вод. ст.	Мощность электродвигателя, кВт	Частота вращения, об/мин
КСД-230-115/3	165—280 130—240	123—108 90—81	108—138 81—94	985 985
КСВ-500-85	230	55	58	735
КСВ-200-220	500	85	154	985
КСВ-320-160	200	220	156	1480
16КСВ-11×4-2	320	160	174	1480
КСВ-1000-95	475	165	305	1480
КСВ-1000-95	1000	95	347	980
КСВ-475-245/5	475	245	440	1480

режиму и полной мощности турбин. Для мощных турбин требуются водяные переемычки большого диаметра. Поэтому, учитывая большую надежность работы циркуляционных насосов, в последнее время наметился отказ от водяной переемычки между ними.

Для подбора циркуляционных насосов могут быть использованы табл. VII.4 и VII.5. Из этих таблиц и их сопоставления с табл. VI.3 и VII.3 видно, что к. п. д. циркуляционных насосов довольно высок. Это очень важно, учитывая большую потребную мощность в связи с большими производительностями циркуляционных насосов.

Существующие в настоящее время производительности циркуляционных насосов (см. табл. VII.5) недостаточны для мощных турбин насыщенного пара. Вместо желательной установки двух циркуляционных насосов на одну машину мощностью, например, 500 МВт приходится устанавливать четыре насоса (каждый максимальной существующей производительности). В связи с этим для АЭС проектируются циркуляционные насосы значительно большей производительности.

Т а б л и ц а VII.4. Циркуляционные насосы конденсаторов паровых турбин средних мощностей

Тип	Частота вращения, об/мин	Производительность, м³/ч	Полный напор, м вод. ст.	Номинальная мощность электродвигателя, кВт	К. п. д., %	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания, м вод. ст.
25НДн	730	5000	26	450	90	3,0
		4700	20	320	90	3,8
	585	4000	16,5	220	90	5,5
		3800	13	165	87	6,0
20НДн	960	3240	32	350	89	2,9
		3000	23	240	89	3,8
	730	2500	17,5	155	89	5,7
		2000	13,5	110	85	6,3
16НДн	900	1980	21	140	85	5,2
		1800	16	100	88	5,5
	750	1500	15	100	83	6,6
		1350	10	55	83	7,0

Т а б л и ц а VII.5. Циркуляционные насосы конденсаторов паровых турбин большой мощности (осевые, одноступенчатые поворотнлопастные)

Тип	Частота вращения, об/мин	Производительность, м³/ч	Полный напор, м вод. ст.	Номинальная мощность электродвигателя, кВт	К. п. д., %	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания, м вод. ст.
ОП-2-110	500	18 000	15	900	87	2
ОП-3-100	600	18 400	20	1500	87	2
ОП-4-110	375	18 000	6	400	84	2
ОП-5-110	485	18 000	10	1000/500	86	2

VIII.1. Назначение системы технического водоснабжения

От многих агрегатов АЭС, как основных, так и вспомогательных, а также из отдельных ее помещений необходимо отводить в окружающий воздух большое количество теплоты. Для того чтобы охлаждающие поверхности и устройства в пределах главного корпуса были компактными, в качестве промежуточной охлаждающей среды для оборудования и помещений главного корпуса используют воду, которую затем охлаждают вне главного корпуса за счет отвода теплоты от нее в окружающий воздух.

Атомные станции охлаждающую воду потребляют в больших количествах. Часовые расходы в системе технического водоснабжения в наибольшей степени определяются потребностью в охлаждающей воде конденсационной установки. Для АЭС расходы циркуляционной воды конденсаторов существенно больше, чем на обычных тепловых электростанциях.

На современном этапе развития атомной энергетики широко применяют турбины насыщенного пара, причем невысоких давлений. В этих условиях в конденсаторы поступают существенно большие расходы пара по сравнению, например, с турбинами закритических параметров, устанавливаемых на тепловых электростанциях на органическом топливе (табл. VIII. 1). Поэтому для АЭС при той же кратности охлаждения, что и для ТЭС, характерны большие расходы циркуляционной воды.

Для АЭС с двумя турбинами по 500 МВт при работе на насыщенном паре с давлением 6,5 МПа и кратности охлаждения $m = 50$ расход охлаждающей воды составляет около 180 000 м³/ч. В связи со столь большими расходами охлаждающей воды химическую обработку ее не производят, так как это очень дорого. Ограничиваются только грубой механической очисткой и периодическим хлорированием для борьбы с микроорганизмами.

Таблица VIII.1. Сравнение расходов пара и конденсата для конденсационных турбин мощностью 300 МВт при различных начальных и равных конечных параметрах

Показатели	Турбина К-300-240 на закритические параметры с про- межуточным перегревом	Турбина насы- щенного пара с начальным дав- лением 6,5 МПа
Расход перегретого пара:		
абсолютный, т/ч	915	1650
по сравнению с турбиной К-300-240	1,0	1,8
Расход основного конденсата:		
абсолютный, т/ч	573	1100
по сравнению с турбиной К-300-240	1,0	1,9

Химически неочищенную воду, используемую для охлаждения, называют технической водой, а отдельные системы охлаждения, объединенные в единую, — *системой технического водоснабжения*. Для работы АЭС техническое водоснабжение имеет немаловажное значение, во многом определяя надежность и экономичность ее работы. Капиталовложения в систему технического водоснабжения составляют 5—10% (в отдельных случаях и более) от общей стоимости установленного киловатта. Поэтому необходимо уделять большое внимание выбору проектных решений для системы технического водоснабжения и учитывать их при выборе площадки для строительства (см. гл. XIV).

Потребности отдельных агрегатов и помещений в расходах охлаждающей воды и необходимых ее напорах различны. Каждая система должна проектироваться отдельно, с выбором трассировки и насосов для нее и с последующим рассмотрением всей системы в целом. Потребителями охлаждающей воды на АЭС являются: конденсаторы паровых турбин; маслоохладители и воздухоохладители турбогенераторов; подшипники насосов и других вспомогательных агрегатов; теплообменники вентиляционных систем, бассейнов выдержки и перегрузки, расхолаживания реактора, автономных контуров главных циркуляционных насосов; охладители проб воды и пара, отбираемых для анализа; система водоподготовки добавочной воды второго контура и спецводоочистка; подпитка тепловой сети; санитарно-бытовые устройства.

Если в качестве охлаждающей воды используют морскую воду, то прямое ее применение возможно только для конденсаторов, масло- и газоохладителей, а система водоподготовки, санпропускники, прачечные и добавок теплосети переводят на другой источник водоснабжения. Для охлаждения подшипников насосов и других вспомогательных агрегатов желательно тоже не применять морскую воду из опасений ее перетечек и возможных отложений. В этих случаях можно использовать дополнительные теплообменники, в которых морская вода, двигаясь по разомкнутому контуру, отводит тепло от технической воды, предназначенной для охлаждения агрегатов и циркулирующей по замкнутому контуру (рис. VIII. 1). Однако это решение является дорогим и от промежуточного контура для машинного зала (поз. 1) отказываются, т. е. используют схему рис. VIII. 2. Для потребителей, непосредственно связанных с реакторной системой, такой *промежуточный контур* приходится применять как обязательный при любом качестве воды технического водоснабжения, иначе в охлаждающую воду, выходящую за пределы главного корпуса, могут проникать радиоактивные примеси, что будет способствовать их распространению по территории станции и за ее пределы при сбросах охлаждающей воды в естественные водоемы (поз. 2 на рис. VIII. 1 и поз. 5 на рис. VIII. 2).

На схемах, представленных на рис. VIII. 1 и VIII. 2, показано необходимое соотношение давлений в промежуточном контуре и сопряженных с ним системах, исключающее распространение радиоактивности по станции. Давление p_1 в первом контуре всегда значительно выше давления p_2 в промежуточном контуре, поэтому перетечка радиоактивной воды возможна. Если принять величину давления в промежуточном контуре p_2 меньше, чем давление p_2 (см. рис. VIII. 1 и VIII. 2), то переток воды из промежуточного контура в основную охлаждающую воду будет невозможен и радиоактивные примеси, проникшие в промежуточный контур, не смогут выйти за его пределы. Как видно из рисунка, кроме основных мощных циркуляционных насосов охлаждающей воды конденсаторов необходимы еще дополнительные насосы технической воды, которые можно выбрать по табл. VIII. 2.

Для экономии электроэнергии техническую воду для нужд любых потре-

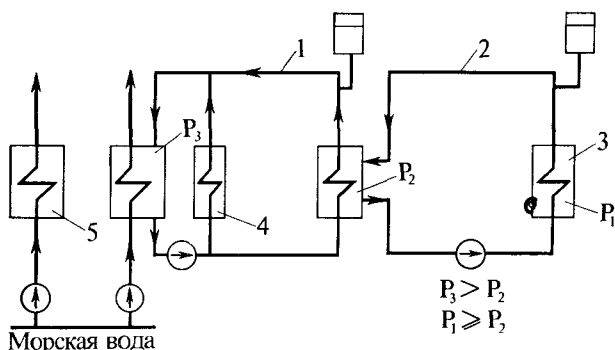


Рис. VIII.1. Схема обеспечения охлаждающей водой отдельных потребителей, если исходная охлаждающая вода морская:

- 1 — промежуточный контур охлаждения машинного зала;
- 2 — промежуточный контур охлаждения реакторного зала;
- 3 — потребители: теплообменники расхолаживания реактора, охлаждения автономных контуров главных циркуляционных насосов, охладители проб воды и пара, система водоподготовки добавочной воды второго контура, спецводоочистка;
- 4 — потребители: подшипники насосов и других вспомогательных агрегатов, теплообменники вентиляционных систем и бассейнов выдержки и перегрузки;
- 5 — потребители: конденсаторы паровых турбин, а также маслоохладители и воздухоохладители турбогенераторов

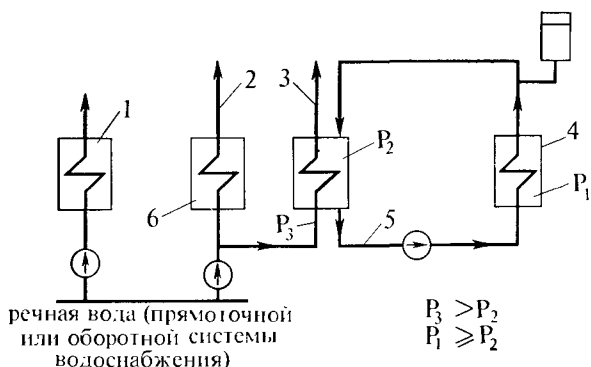


Рис. VIII.2. Схема обеспечения охлаждающей водой отдельных потребителей при речной исходной охлаждающей воде (как при прямоточной, так и при оборотных системах):

- 1 — потребители: конденсаторы паровых турбин; а также маслоохладители и воздухоохладители турбоагрегатов;
- 2 — на восполнение убыли при оборотной системе;
- 3 — потребители: подпитка тепловой сети и санитарно-бытовые устройства;
- 4 — потребители: теплообменники расхолаживания реактора, охлаждения автономных контуров главных циркуляционных насосов, охладители проб воды и пара, система водоподготовки добавочной воды второго контура, спецводоочистка;
- 5 — промежуточный контур охлаждения реакторного зала;
- 6 — потребители: подшипники насосов и других вспомогательных агрегатов, теплообменники вентиляционных систем и бассейнов выдержки и перегрузки

бителей, кроме конденсаторов турбин, можно было бы подавать из напорных линий, идущих к конденсатору, осуществляя лишь дополнительный (второй) подъем давления до требуемой величины. Однако это связывало бы работу этих насосов с циркуляционной системой конденсаторов. Между тем существуют режимы, при которых турбина выключена, а охлаждение отдельных систем необходимо. В этих условиях не следует включать циркуляционные насосы, чтобы не перерасходовать электроэнергию. Поэтому конденсаторы охлаждают изолированно от других систем, как это показано на рис. VIII. 1 и VIII. 2.

Таблица VIII.2. Характеристики насосов технической воды (завод «Ливгидромаш»)

Тип	Частота вращения, об/мин	Производительность, м ³ /ч	Полный напор, м вод. ст.	Номинальная мощность электродвигателя, кВт	К. п. д., %	Допустимая высота всасывания, м вод. ст.
6НДВ-60	1450	360—250	46—54	75—55	75—76—73	4—5
		360—216	39—48	75—55	73—76—70	4—5,5
		360—216	33—42	55—40	71—74—71	4—5,5
8НДВ-60	960	600—400	35—42	100—75	79	3,8—6,5
		500—400	33—36	75—55	80	5,5—6,5
		500—400	28—32	55	79	5,5—6,5
		720—540	89—94	240—195	81	1,4—4,0
12НДС-60	960	720—540	76—84	220—180	80	1,4—4,0
		720—540	67—74	180—160	79	1,4—4,0
		1000—650	24—30	100—75	85	5—6
		900—600	22—27	75	86	6
	1450	900—720	18—21	75—55	87	6
		1260—900	64—70	270—225	88	3,6—5,0
		1260—900	54—60	225—190	87	3,6—5,0
		1260—900	44—51	190—160	84	3,6—5,0

Для остальных потребителей технической воды кроме систем водоподготовки (основной и теплосети) и хозяйственных нужд создают самостоятельную систему технического водоснабжения, причем каждый из трубопроводов рассчитан на 100% потребного расхода технической воды. Подача технической воды к особо ответственным потребителям, не допускающим перерыва в охлаждении, например к теплообменникам автономных контуров главных циркуляционных насосов, осуществляется по 3—4 автономным линиям, каждая из которых рассчитана на 50% потребного расхода и снабжена отдельным насосом. Охлаждающая вода насосами может подаваться также в баки технической воды, снабженные аварийными насосами, автоматически включающимися от системы надежного питания при обесточивании. Расход охлаждающей воды при этом ограничен и неответственные потребители автоматически отключаются.

VIII.2. Охлаждение конденсаторов турбин

Основные потребители охлаждающей воды (80—90% всего расхода) — конденсаторы турбин. Кроме того, именно конденсаторы требуют наиболее глубокого охлаждения, т. е. наименьшей температуры воды на входе. Поэтому выбор системы охлаждения технической воды вне главного корпуса нужно рассматривать прежде всего применительно к циркуляционной воде конденсаторов.

Удобнее всего располагать АЭС вблизи крупного естественного источника с забором из него холодной воды и сбросом в него же нагретой. При этом охлаждающая вода проходит теплообменные устройства станции однократно (без циркуляции). Такую систему называют проточной или *прямоточной*. Она применима при использовании в качестве источника водоснабжения озер, морей и рек (если их минимальный дебит в 2—3 раза превышает

Таблица VIII.3. Среднегодовые температуры охлаждающей воды в зависимости от системы технического водоснабжения для основных географических районов СССР, °С

Географические районы	Прямоточная система водоснабжения	Оборотные системы водоснабжения	
		с прудами-охладителями	с брызгальными бассейнами и градирнями
Урал и Сибирь	6—10	12—15	18—22
Средняя полоса европейской части . . .	10—12	15—20	18—22
Юг европейской части	10—12	15—20	20—24

потребности станции в охлаждающей воде). Если это условие не удовлетворяется, то применяют *циркуляционное* водоснабжение, при котором охлаждающая вода проходит через теплообменные устройства станции многократно. Иногда такую систему охлаждения называют *оборотной*. Возможна также смешанная система технического водоснабжения, представляющая собой комбинацию прямоточного и циркуляционного.

В оборотных системах водоснабжения для охлаждения циркуляционной воды используют *естественные* или *искусственные пруды*, *брызгальные бассейны* и *градирни* различных типов. От выбранной схемы водоснабжения зависят начальная температура охлаждающей воды, поступающей на станцию, а следовательно, и возможная глубина вакуума в конденсаторе и величины потребных теплообменных поверхностей. В табл. VIII. 3 приведены среднегодовые температуры охлаждающей воды при входе ее на станцию.

Расход воды на охлаждение конденсаторов зависит от выбранной величины кратности охлаждения m [см. уравнение (VII. 2)]. Эта величина зависит не только от обстоятельств, рассмотренных в гл. VII, но и от конструкции конденсатора, а также организации движения охлаждающей воды в его трубках. Вода может пройти конденсатор одним потоком (одноходовой конденсатор), но может образовать и несколько ходов. Так, на рис. VII. 12 представлен двухходовой конденсатор, в котором вода проходит сначала по трубкам нижней половины конденсатора, затем через поворотную камеру поступает в трубки верхней половины конденсатора.

От скорости охлаждающей воды в трубках конденсатора зависят коэффициент теплопередачи и потребная поверхность охлаждения в нем. Но так как с увеличением скоростей увеличивается сопротивление конденсатора по стороне воды, а потому и расход на перекачку, то это существенно ограничивает применяемые скорости. Кроме того, ограничение скоростей воды связано и с опасениями так называемой ударной (или струйной) коррозии трубок под воздействием струй охлаждающей воды. Обычно скорости воды принимаются для речных вод в пределах до 2 м/с, а для морских в связи с их агрессивностью — не более 1,5 м/с.

Поддержание одних и тех же скоростей воды заставляет при одноходовых конденсаторах пропускать через них большие расходы воды, чем при двухходовых, так как общее число трубок в трубной доске остается тем же. Кратности охлаждения m для одноходовых конденсаторов получаются наибольшими и обычно выше оптимальных по технико-экономическим соображениям. Одноходовые конденсаторы используют только при прямоточных системах охлаждения или для очень мощных конденсационных установок, когда появляется возможность последовательного включения двух конден-

саторов (см. гл. VII). Расчеты показывают, что наилучшие показатели имеют обычно двухходовые конденсаторы. Более сложные трехходовые конструкции для мощных турбин вообще не применяют, так как их сопротивление велико, а вход и выход водоводов не односторонни, что неудобно в компоновке.

Так как охлаждающая вода перед входом в конденсаторы проходит только грубую первичную очистку для защиты от попадания в насосы крупных предметов, то внутри трубок конденсатора возможны отложения, ухудшающие теплопередачу, вследствие чего может нарушиться вакуум. Свидетельством отложений является рост величины δt° , С. Для восстановления ее до первоначальной величины необходима очистка трубок.

Для очистки современных конденсаторов пользуются резиновыми шариками, которые потоком воды прогоняют внутри трубок, очищая их (рис. VIII.3). В отводящем водоводе около конденсатора устанавливают шарикоулавливающую сетку. Из нее шарики вместе с небольшим количеством воды отсасываются водоводяным эжектором и сбрасываются в подводящий водовод. Эжектирующую воду подают к эжекторам от насосов. При работающей турбине шарики циркулируют непрерывно.

Расход охлаждающей воды для конденсаторов определяют в соответствии с выбранной кратностью охлаждения по уравнению (VII. 1), с увеличением на величину расхода на масло- и воздухоохладители турбогенератора, питающиеся от той же системы (иногда с дополнительным подъемом давления в отдельных насосах). Такое решение правильно, так как работа охладителей связана с работой турбины не в меньшей степени, чем конденсатора. На рис. VIII. 4 приведена схема блочного включения циркуляционных насосов на каждую половину конденсатора. Каждый из насосов подает воду только в одну половину конденсатора. Водоснабжение масло- и газоохладителей генераторов и общестанционных потребителей производят из перемычки от любого из насосов. Охлаждающая вода масло- и газоохладителей проходит сетчатые механические фильтры.

Гидравлическое сопротивление газоохладителей существенно больше, чем конденсаторов, и вода через них прокачивается подъемными насосами газоохладителей. В зимнее время применяют рециркуляцию воды по линии б,

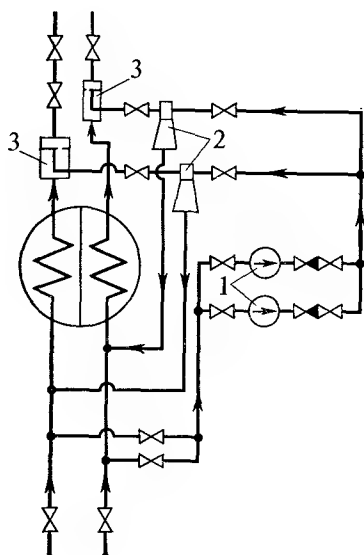


Рис. VIII.3. Циркуляция охлаждающей воды при очистке конденсаторных трубок:

- 1 — насосы очистки;
- 2 — водоводяные эжекторы;
- 3 — шарикоулавливающая сетка

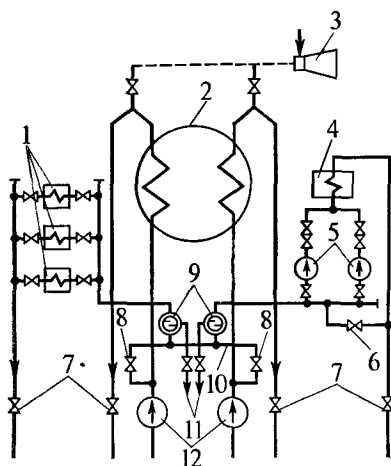


Рис. VIII.4. Блочная схема включения циркуляционных насосов:

- 1 — маслоохладители;
- 2 — конденсатор;
- 3 — эжектор циркуляционной системы;
- 4 — газоохладитель генератора;
- 5 — подъемные насосы газоохладителей;
- 6 — линия рециркуляции;
- 7 — задвижки на сливных водоводах;
- 8 — задвижки на перемычке;
- 9 — механические фильтры;
- 10 — перемычка напорных водоводов;
- 11 — сброс промывочной воды механических фильтров;
- 12 — циркуляционные насосы

чтобы исключить выпадение влаги в газоохладителе генератора. Чтобы влага не попадала в маслосистему, давление воды в маслоохладителях должно быть ниже давления масла, поэтому гидравлическое сопротивление маслоохладителей невелико и установка дополнительных насосов не требуется. В процессе пуска циркуляционной системы из всех ее верхних точек должен быть удален воздух, для чего предусматривают соответствующие отводы. Для этой цели используют пусковой эжектор 3.

VIII.3. Прямоточная система водоснабжения

Прямоточная система водоснабжения наиболее проста и в 2—4 раза дешевле оборотной. Преимущество ее — более низкая температура охлаждающей воды, а следовательно, и более глубокий вакуум по сравнению с оборотными системами (см. табл. VIII. 3). Эта система наиболее предпочтительна для конденсационных станций. Применимость прямоточного водоснабжения определяется также требованиями Госрыбнадзора; в результате сброса нагретой воды температура в естественном водоеме не должна повышаться более чем на 5°C летом и 3°C зимой.

При прямоточном водоснабжении могут применяться как двухходовые конденсаторы, так и одноходовые. Кратность охлаждения может быть выбрана большей, если по условиям рельефа высота подъема мала, т. е. в таких случаях можно принять одноходовой конденсатор, например с $m = 100$ (при высоте подъема не более 10 м). При высоте подъема 20—25 м кратность охлаждения $m \approx 50$; это означает, что конденсатор должен быть двухходовым.

При прямоточной системе водоснабжения можно располагать циркуляционные насосы в машинном зале, подводя к ним воду по самотечному каналу, но такое решение может применяться только при небольшом превышении площадки станции над уровнем воды в источнике водоснабжения, который к тому же мало изменяется с течением времени. Обычно при прямоточном водоснабжении создается береговая насосная станция.

Нагретую воду сбрасывают в тот же естественный водоем. Однако для предотвращения возможности подмешивания теплой воды к холодной сброс осуществляют на расстоянии не менее 40 м от водозаборного устройства. Если источником водоснабжения выбрана река, то сброс делают ниже по течению.

Вода от береговой насосной подается к конденсаторам турбин. Обычно в машинном зале при этом циркуляционные насосы не устанавливают. Однако в редких случаях (большая высота подъема) на такое решение (установку циркуляционных насосов второго подъема у конденсаторов турбин) приходится идти.

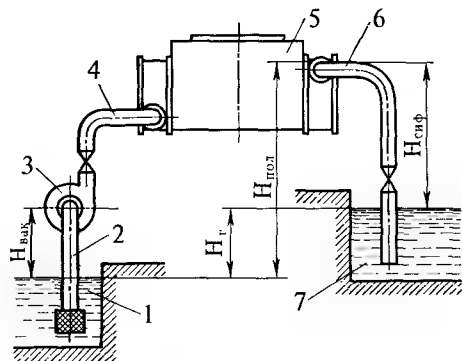


Рис. VIII.5. Схема прямооточного водоснабжения с сифонным устройством:

- 1 — приемный колодец;
- 2 — всасывающая труба;
- 3 — циркуляционный насос;
- 4 — напорный трубопровод;
- 5 — конденсатор;
- 6 — сифонная труба;
- 7 — сливной колодец

Для уменьшения напора циркуляционных насосов в прямооточных системах водоснабжения слив производят с использованием *сифона* (рис. VIII.5). Циркуляционный насос всасывает воду из *приемного колодца*, преодолевая вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{вас}}$. Конец *сливного трубопровода* опускают под уровень воды в *сливном колодце*, что позволяет использовать сифонное действие сливного трубопровода. При этом насос должен преодолевать не полную геометрическую высоту подъема воды $H_{\text{пол}}$, а лишь разность $H_{\text{пол}} - H_{\text{сиф}} = H_{\text{г}}$.

Теоретически высота сифона может быть равна 10 м, т. е. соответствовать атмосферному давлению. Практически она составляет примерно 7,5—8 м, так как при больших высотах сифона верхняя часть сливной трубы оказывается под значительным разрежением, что снижает надежность работы циркуляционной системы.

Эффективность работы сифонного устройства повышается, если из верхней части сифонной трубы отсасывать выделяющийся из воды воздух. Это тем более необходимо, что в связи с разрежением вверху сифона дополнительно может иметь место подсос окружающего воздуха. Для хорошей работы сифона опускающая скорость воды должна быть больше скорости подъема пузырьков воздуха, поэтому величину ее принимают до 3,5 м/с и во всяком случае не менее 1,0 м/с.

При выборе насоса следует считаться не только с необходимым полным напором для преодоления геометрической высоты подъема и всех сопротивлений на тракте (на трение и местных), но и отдельно проверять соответствие принятой вакуумметрической высоты всасывания соответствующей величине, указанной для данного насоса (см. табл. VII. 4 и VII.5).

Одна из возможных принципиальных схем прямооточного водоснабжения представлена на рис. VIII.6. Циркуляционные насосы, установленные в береговой насосной, подают воду на общий коллектор, откуда по стальным

напорным водоводам она поступает в машинный зал к конденсаторам. После конденсаторов нагретая вода через сифонные колодцы по железобетонному сливному каналу возвращается в реку. В зимнее время часть нагретой воды через переключательный колодец может быть направлена к водоприемному устройству для борьбы с шугой. Водоприемные устройства снабжают грубыми очистительными установками. Чаще всего это вращающиеся сетки, перед которыми устанавливают заградительные щиты. Водоприемные устройства делят на секции с возможностью отключения любой из них для ремонта или для гидравлической очистки.

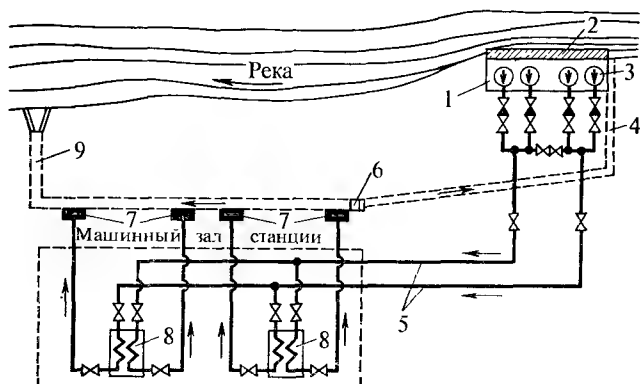


Рис. VIII.6. Принципиальная схема прямооточного водоснабжения:

- 1 — береговая насосная;
- 2 — сетки;
- 3 — циркуляционные насосы;
- 4 — переключательный колодец;
- 5 — напорные магистрали;
- 6 — переключательный колодец;
- 7 — сливные колодцы (сифонные);
- 8 — конденсаторы;
- 9 — основной сливной канал

Большое значение имеет глубина водозабора. Чем она больше, тем ниже температура охлаждающей воды. Желательна глубина водозабора до 4 м. Для схемы, показанной на рис. VIII. 6, напорные водоводы от всех береговых насосных объединены в пределах машинного зала. Для мощных турбин большее распространение имеет *блочная схема охлаждения* (см. рис. VIII. 4), когда не только каждый конденсатор, но и каждая его половина имеют самостоятельную систему с отдельным циркуляционным насосом в береговой насосной. В этом случае резервные насосы не устанавливают.

При прямооточном водоснабжении общая высота подъема воды (давление в напорном патрубке насоса) колеблется обычно в пределах 8—12 м.

VIII.4. Основы работы охладителей оборотных систем водоснабжения

В оборотных системах вода циркулирует по замкнутому контуру. Проходя через конденсатор и другие теплообменники, она нагревается, а проходя через охладитель, охлаждается. Количества теплоты, воспринимаемые в конденсаторе и теплообменниках и отдаваемые в охладителе, равны. Если рассмотреть баланс теплота для наибольшей части охлаждающей воды, которая проходит через конденсатор, и пренебречь потерей воды в системе, то равными будут не только часовые количества теплоты, но и разности температур воды. Для конденсатора температуры воды на выходе $t_{ох2}$ и входе $t_{ох1}$, для охладителя $t_1 = t_{ох2}$ и $t_2 = t_{ох1}$.

Анализ тепловой работы охладителей оборотных систем удобно выполнять применительно именно к потоку охлаждающей воды, проходящей через конденсаторы. Разность температур до и после охладителя $\Delta t = t_1 - t_2$ называют *зоной охлаждения*, которая равна повышению температуры воды при проходе через конденсатор и зависит только от режима его работы.

Содержание водяных паров в воздухе характеризуется его *относительной влажностью* ϕ , равной отношению парциального давления водяных паров к давлению насыщения, отвечающему температуре насыщения, равной θ . При относительной влажности воздуха менее 100% температура смоченного термометра τ , °С, меньше температуры сухого θ , °С. При относительной влажности $\phi = 100\%$ эти температуры равны ($\tau = \theta$) и испарительное охлаждение невозможно.

В охладительных устройствах от основной массы воды отводится количество теплоты, расходуемой на испарение части влаги в воздух, относительная влажность которого менее 100%. При этом *теоретическим пределом охлаждения* воды является температура смоченного термометра τ , зависящая от влажности воздуха и его температуры. Из рис. VIII. 7 видно, что при $\phi = 100\%$ температура воды не может быть ниже температуры воздуха ($\tau = t_{\text{возд}}$), но чем меньше влажность воздуха, тем больше может быть охлаждена вода по сравнению с температурой воздуха ($\tau < t_{\text{возд}}$). Действительная температура t_2 , °С, воды после охладителя всегда выше теоретического предела охлаждения на величину δ , °С (рис. VIII. 8), называемую *относительным пределом охлаждения*, т. е.

$$t_2 = \tau + \delta, \quad (\text{VIII.1})$$

причем степень совершенства охладительного устройства характеризуется отношениями

$$(t_1 - t_2)/(t_1 - \tau) = \Delta t/(\Delta t + \delta), \quad (\text{VIII.2})$$

или

$$(t_1 - t_2)/(t_2 - \tau) = \Delta t/\delta, \quad (\text{VIII.2a})$$

т. е. в основном определяется величиной δ .

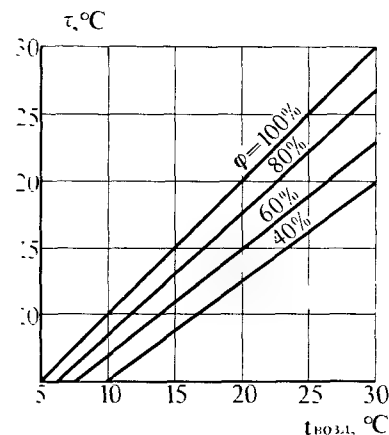


Рис. VIII.7. Теоретический предел охлаждения воды за счет испарительного охлаждения τ (равный температуре мокрого термометра) в зависимости от температуры воздуха по сухому термометру и влажности воздуха ϕ

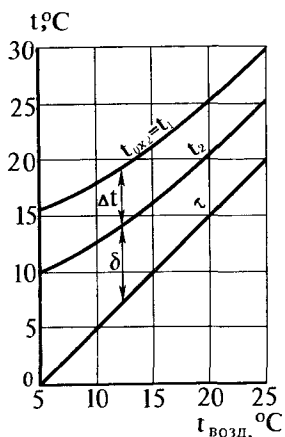


Рис. VIII.8. Температура воды после охладителя t_2 в сравнении с температурой воды после конденсатора $t_{окз}$, температурой воздуха $t_{возд}$, °C и теоретическим пределом охлаждения τ , °C; δ , °C — относительный предел охлаждения; Δt , °C — зона охлаждения

В охладителях происходит понижение температуры также и за счет конвективного теплообмена. Доля последнего зависит от конструкции охлаждающего устройства и метеорологических условий (влажности и температуры воздуха, силы ветра и др.), но основной частью теплоотвода во всех случаях является именно испарительное охлаждение.

Чем больше поверхность контакта воды и воздуха, т. е. поверхность, с которой происходит испарение, тем интенсивнее происходит охлаждение. Чем интенсивнее отвод образовавшихся водяных паров от поверхности испарения, тем меньше относительная влажность воздуха вблизи нее и глубже охлаждение. Различные охлаждающие устройства отличаются между собой по этим показателям.

При выборе и оценке совершенства различных охлаждающих устройств необходимо иметь в виду общие габариты и стоимость сооружения охлаждающего устройства. Для характеристики габаритов установки пользуются понятием *площади орошения*, понимая под ней поперечное сечение места встречи охлаждаемой воды с воздухом. Чем совершеннее охлаждающее устройство, тем больше поверхность контакта воды и воздуха при той же площади орошения и тем больше основные его характеристики, под которыми понимают; *удельную гидравлическую нагрузку* $W/S_{орощ}$ [$\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$] и *удельную тепловую нагрузку* $Q_{ох}/S_{орощ}$ [$\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$].

VIII.5. Основные типы охлаждающих устройств оборотных систем водоснабжения

Оборотные системы охлаждения применяют, когда в районе строительства электростанции дебит естественного источника водоснабжения недостаточен. В отдельных случаях к оборотному водоснабжению приходится прибегать при большом загрязнении водоемов и сильном образовании шуги при трудностях борьбы с ней, а также для удовлетворения требований Госрыбнадзора. Это прежде всего относится к мощным конденсационным электростанциям с большим расходом охлаждающей воды, а также к ТЭЦ, которые территориально больше тяготеют к тепловым потребителям, чем к источникам водоснабжения.

Оборотные системы сооружаются с прудами-охладителями, брызгальными бассейнами или градирнями. Выбирают тип охлаждающих устройств на основе технико-экономических расчетов с учетом местных условий. Для ТЭЦ обычно создают градирни, так как эти электростанции часто строят в черте города. В таком случае площадки строительства ТЭЦ имеют ограниченные размеры, исключающие возможность создания прудов-охладителей, занимающих большую территорию. Высокая стоимость градирен несколько снижается при уменьшении их размеров и повышении температуры охлаждающей воды, а следовательно с ухудшением вакуума. Для ТЭЦ это допустимо, так как выработка электроэнергии на потоке пара в конденсатор невелика и ухудшение вакуума не столь существенно влияет на тепловую экономичность установки. Часто такое решение принимают и для конденсационных электростанций, в том числе для АЭС, исходя из конкретных условий выбранной площадки для строительства станции.

При обратном водоснабжении одноходовые конденсаторы не используют. Для конденсаторов мощных турбин не применяют более двух ходов. Циркуляционные насосы при обратном водоснабжении, как правило, устанавливают в отдельной насосной, но допускается и установка их в машинном зале у конденсаторов турбин.

Наиболее простое и дешевое устройство — естественные или (чаще) искусственные пруды-охладители, для образования которых может быть сооружена плотина на реке, имеющей небольшой дебит, недостаточный для прямого водоснабжения. Наибольшее распространение пруды-охладители получили на конденсационных станциях.

Схема прудового водоснабжения приведена на рис. VIII. 9. Станцию располагают вблизи пруда. Подводящий канал подает воду к приемным ко-

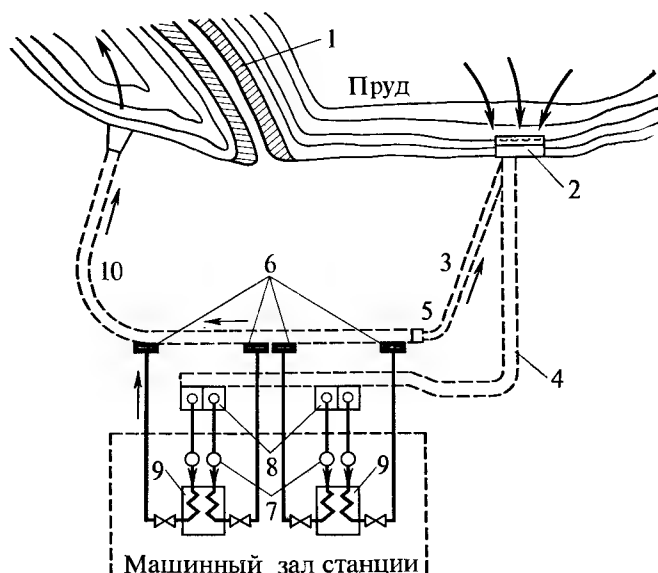


Рис. VIII.9. Схема прудового водоснабжения с сифонным устройством:

- | | |
|---------------------------------|---------------------------------|
| 1 — направляющая дамба; | 6 — сливные (сифонные) колодцы; |
| 2 — водоприемники; | 7 — циркуляционные насосы; |
| 3 — перепускной канал; | 8 — приемные колодцы; |
| 4 — приемные самотечные каналы; | 9 — конденсаторы; |
| 5 — переключательный колодец; | 10 — сливной канал |

лодцам. В водоприемниках предусматривают грубую очистку, в основном от водорослей. Установка циркуляционных насосов возможна как в машинном зале, так и в береговой или центральной насосной. В остальном схема водоснабжения с прудами-охладителями близка к схеме прямооточного водоснабжения.

При определении места сброса нагретой воды необходимо обеспечить требующуюся поверхность между местами сброса и приема. Вода охлаждается главным образом за счет испарения, однако для прудов-охладителей характерно наибольшее по сравнению с другими охладителями участие конвективного теплообмена в общем теплоотводе. Для того чтобы вода при движении от места сброса до места забора могла достаточно охладиться, необходима определенная *активная площадь пруда*. Она меньше полной поверхности пруда, так как часть воды, например в наименее глубоких областях, вообще не принимает участия в циркуляции. Кроме того, всегда имеются водовороты, охлаждающая способность которых меньше, чем у основного (транзитного) потока. Для увеличения относительной площади транзитного потока и улучшения его формы устраивают специальные струенаправляющие дамбы, отклоняющие транзитный поток в сторону от водоприемного устройства. Чем больше глубина водозабора (в пределах до 4—5 м), тем большая площадь пруда может быть использована для охлаждения. Под активной поверхностью пруда понимают условную поверхность фиктивного пруда, в котором имеются только транзитные потоки при тех же начальных и конечных температурах воды, что и для реального пруда-охладителя. Активная поверхность

$$S_a = kS, \quad (\text{VIII.3})$$

где k — коэффициент использования пруда, равный 0,8—0,9 при вытянутой форме; 0,6—0,75 — при неправильной форме; 0,4—0,5 — при округленных очертаниях (значения k даны для глубокого водозабора); S — полная поверхность пруда без застойных зон, м².

Недостаток прудов-охладителей — необходимость производства довольно больших гидротехнических работ и большая площадь, требующаяся для размещения прудов. Большую экономию капиталовложений можно получить при использовании для технического водоснабжения водохранилищ гидравлических электростанций относительно небольшой мощности, вблизи которых возможно сооружение АЭС.

При прудовом водоснабжении необходимо учитывать наличие потерь воды и предусматривать способы ее восполнения. Потеря воды из прудов вызывается: испарением в результате нагревания циркуляционной воды на станции; естественным испарением с поверхности пруда и фильтрацией через грунт.

Величина естественного испарения, имеющегося во всяком водоеме при естественной температуре воды, принимается на основе гидрологических и метеорологических изысканий (см. гл. XIV) с учетом выпадающих осадков, уменьшающих убыль воды из пруда. Потеря от испарения, вызываемого нагревом воды на станции, для любых охладителей с достаточной точностью может быть принята равной количеству пара, конденсирующегося в конденсаторах турбины.

Фильтрация через грунт зависит от местных геологических условий и в первые годы работы искусственных водохранилищ может достигать значительных размеров. После заиления дна понижение уровня воды вследствие фильтрации можно принимать равным 1 мм в сутки.

Глубина пруда должна быть не менее 4 м. Во избежание недопустимого понижения уровня в пруде-охладителе и уменьшения его активной площади

убыль воды должна восполняться. Если нет естественного пополнения убыли за счет выпадающих ручьев или ключей, то необходимо искусственное ее восполнение.

Прудовое водоснабжение требует небольших расходов свежей воды, восполняющих потери (2—3% от общего расхода). Поэтому даже малые по водности источники обеспечивают потребности тепловых электростанций очень большой мощности. Возможно сооружение мощных конденсационных электростанций в большом удалении от источников водоснабжения с подачей добавки воды в пруд-охладитель по трубопроводам или каналам.

Основные преимущества прудов-охладителей по сравнению с другими оборотными системами заключаются в более низких и устойчивых температурах охлаждающей воды, в связи с чем глубина вакуума при прудовом водоснабжении больше. Кроме того, для прудового водоснабжения высота подъема относительно невелика — 2—8 м, поэтому расход электроэнергии на перекачку воды примерно в 2—2,5 раза меньше, чем при обратном водоснабжении с градирнями и брызгальными бассейнами, потери воды меньше, а обмерзание отсутствует.

При большом колебании уровня воды в пруду, обусловленном резко переменным притоком воды в течение года или сменой многоводных и маловодных лет, целесообразно, как и при прямоточной системе водоснабжения, сооружать береговую насосную с примыкающим к ней водоприемным устройством. Когда расход воды в реке недостаточен для прямоточной системы водоснабжения, но превышает наименьший приток, который необходим при обратном циркуляционном водоснабжении с прудами-охладителями, создают смешанную систему прямоточно-оборотного водоснабжения. В этом случае часть теплой воды возвращают в пруд, а остальное ее количество поступает в реку ниже плотины по схеме прямотока.

Для уменьшения необходимой площади, занимаемой охлаждающим устройством, может быть применено охлаждение воды в брызгальных бассейнах. Это искусственные бассейны или (реже) естественные водоемы, над которыми через распыливающие сопла подается вода, подлежащая охлаждению. В этом случае при той же поверхности водоема, что и у пруда-охладителя, поверхность контакта с воздухом существенно возрастает, так как она равна суммарной поверхности мелких капель. В результате увеличивается интенсивность испарительного охлаждения.

Конструкции сопл, применяемых для распыливания воды, весьма многообразны. Основные требования, предъявляемые к ним,— возможно более тонкое распыление при возможно меньших напорах, а также большая производительность, простота и незасоряемость.

Разрез по брызгальному бассейну представлен на рис. VIII. 10. Глубина бассейна должна быть не менее 1,5 м, чтобы вода не прогревалась солнцем. Для уменьшения уноса капель ветром расстояние от крайних сопл до борта бассейна принимают не менее 7,0 м (лучше 8,0). Бассейны секционируют для удобства чистки и ремонта. Над ними прокладывается сеть разводящих труб, на которых равномерно распределены группы вертикальных сопл, распыляющих воду, подаваемую к ним циркуляционными насосами. Высота расположения сопл над уровнем воды в бассейне должна быть не менее 1,5 м. Для хорошего доступа воздуха ко всем соплам ширину бассейна принимают равной 50—55 мм.

Эффект охлаждения в брызгальных бассейнах увеличивается при более тонком распылении. Однако при этом требуется больший расход электроэнергии для создания большего напора перед соплами. Интенсивность охлаждения возрастает с увеличением скорости ветра, но одновременно растет потеря воды с уносом капель. При работе брызгальных бассейнов возможно образование тумана, которое может привести в зимнее время к обледене-

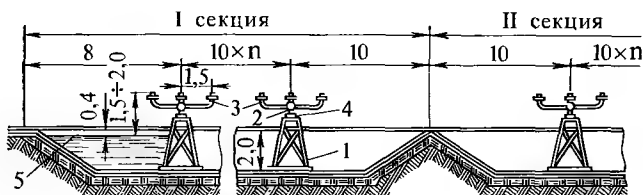


Рис. VIII.10. Разрез брызгального бассейна (размеры в метрах):

- 1 — стальные опорные конструкции; 4 — роликовые опоры;
 2 — распределительная труба; 5 — нормальный уровень воды;
 3 — сопла;

нию близлежащих сооружений, что необходимо учитывать при разработке генерального плана станции (см. гл. XIV). Сопла устанавливают или по одному, или группами до пяти штук каждая с расстоянием между соплами в пределах 3—7 м.

Охлажденная вода забирается из бассейна. Для поддержания качества воды на допустимом уровне часть воды продувается, а ее убыль в результате испарения восполняется. По самотечным каналам вода поступает к циркуляционным насосам, установленным в машинном зале у конденсаторов турбин. Отводящие трубопроводы этих конденсаторов напорные: их прочность должна быть рассчитана на давление, необходимое для создания напора перед соплами и преодоления сопротивлений на тракте от конденсатора до сопел.

Брызгальные бассейны по сравнению с прудами-охладителями занимают небольшие территории (табл. VIII. 4). Еще меньшие площади необходи-

Таблица VIII.4. Характеристики охладителей оборотных систем технического водоснабжения

Тип охладителя	Удельная гидравлическая нагрузка $W/S_{\text{орош}},$ $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$	Удельная тепло-нагрузка $Q_{\text{ох}}/S_{\text{орош}},$ $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$	Удельная площадь орошения $S_{\text{орош}}/N_{\text{э. уст}},$ $\text{м}^2/\text{кВт}$
Пруды-охладители	0,025—0,05	800—1 600	14—7
Брызгальные бассейны	1—1,5	30 000—50 000	0,35—0,2
Открытые градирни	2—5	65 000—170 000	0,2—0,07
Башенные деревянные капельные градирни	2—5	65 000—170 000	0,2—0,07
Башенные железобетонные градирни с естественной вентиляцией:			
капельные	3—7,5	100 000—250 000	0,1—0,05
плёночные	7—10	200 000—350 000	0,05—0,03
Башенные железобетонные градирни с искусственной вентиляцией:			
капельные	5—7	170 000—200 000	0,07—0,05
плёночные	10—14	300 000—450 000	0,04—0,025

мы для размещения градирен. Их постройка — обычно наиболее дорогое решение, но потери воды в них существенно меньше, чем в брызгальных бассейнах. Различают следующие типы градирен: открытые, в которых распре-

делительная система расположена на открытом воздухе, и закрытые, где распределительное устройство ограждено башней (*башенные градирни*). Для мощных станций применяют только башенные градирни. Эти градирни различают по способу тяги воздуха через них — с естественной и искусственной тягой. В первом случае движение воздуха обеспечивается за счет разности удельных весов нагретого воздуха внутри башни и холодного вне ее: во втором устанавливают вентиляторы, нагнетающие воздух в градирню, в связи с чем башни могут быть меньшей высоты.

Башни градирен выполняют деревянными только при относительно небольших мощностях станций, т. е. при высоте до 40—45 м. Для электростанций больших мощностей устанавливают железобетонные градирни с высотой башен до 80—100 м. В последнее время начато строительство стальных градирен с внутренней алюминиевой обшивкой, предохраняющей сталь от коррозионного разрушения.

Внимание проектировщиков направлено на всемерную интенсификацию работы градирен, с тем чтобы одна градирня могла обслуживать конденсаторы турбин значительной мощности. Если в последние годы для станций высоких параметров эта мощность ограничивалась 100 МВт (12—16 тыс. м³/ч воды), то в настоящее время работают градирни, обслуживающие 320 МВт (30—35 тыс. м³/ч воды), 600 МВт (до 57 тыс. м³/ч воды), и проектируют еще более мощные.

При охлаждении в градирнях (рис. VIII.11) вода подается в башню на некоторой высоте, поступает в распределительную систему и в виде струй или пленок стекает вниз, охлаждаясь по пути за счет испарительного охлаждения. В нижней части градирни она собирается и откачивается циркуляционными насосами к конденсаторам турбин. Холодный воздух поступает через окна ниже воды и, двигаясь ей навстречу, нагревается за счет частичного испарения воды, причем относительная влажность воздуха при выходе из оросительного устройства может быть близкой к $\phi = 100\%$. Нагретый воздух выбрасывается в атмосферу через градирни, создавая за счет развития башни вверх естественную тягу для преодоления сопротивления его движению. В работающих таким образом градирнях осуществляется естественная тяга. Эти градирни нашли наибольшее распространение.

Для поддержания качества воды на требуемом уровне из системы (рис. VIII. 12) осуществляют продувку на уровне 5—6%. Убыль воды в связи с ее испарением и продувкой восполняют подачей добавочной воды. С машинным залом градирня соединена напорными линиями 4 и водоподводящими самотечными каналами 8. При установке более одной градирни, как это бывает на мощных станциях, предусматривают переемы между ними и установку переключательного колодца 3 для ремонта одной из градирен. В каждой градирне предусмотрена также возможность отключения одной из ее половин для ремонта.

По сравнению с брызгальными бассейнами градирни обеспечивают более высокие показатели работы (см. табл. VIII. 4) за счет более развитой поверхности контакта воды с воздухом. В зависимости от способа, которым это достигается, башенные градирни подразделяют на капельные и пленочные. Открытые градирни всегда капельные. Применялись, но не получили распространения, брызгальные башенные градирни, в которые вода поступала через разбрызгивающие сопла, аналогичные брызгальным бассейнам, однако они увеличивают общий перепад давлений, практически не улучшая контакта с воздухом по сравнению с пленочными и капельными градирнями.

В башенных градирнях теплоотвод за счет конвекции практически отсутствует, в открытых — некоторая роль конвективного теплоотвода существует. Открытые капельные градирни по существу близки к брызгальным бас-

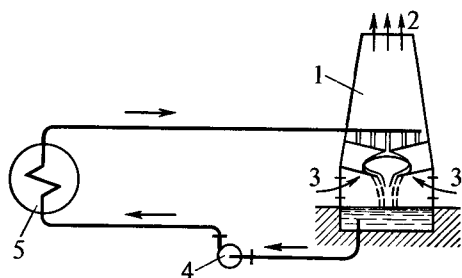


Рис. VIII.11. Схема циркуляции воды при охлаждении ее в градирне:

- 1 — градирня;
- 2 — выход нагретого влажного воздуха;
- 3 — вход холодного воздуха;
- 4 — циркуляционный насос;
- 5 — конденсатор

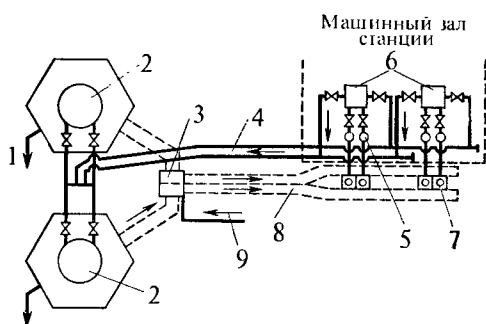


Рис. VIII.12. Принципиальная схема охлаждения циркуляционной воды в градирнях:

- 1 — продувка;
- 2 — градирни;
- 3 — переключающий колодец;
- 4 — напорные магистрали;
- 5 — циркуляционные насосы у турбин;
- 6 — конденсаторы;
- 7 — приемные колодцы;
- 8 — водоподводящие самотечные каналы;
- 9 — подвод добавочной воды

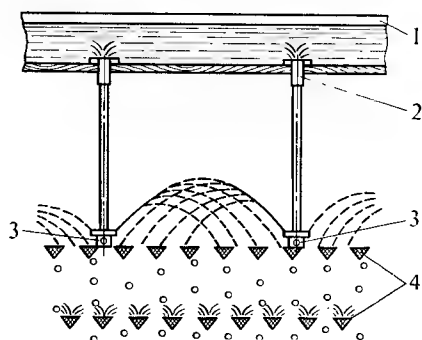
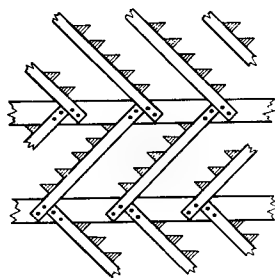


Рис. VIII.13. Разбрызгивающее устройство открытой капельной градирни

а)



б)

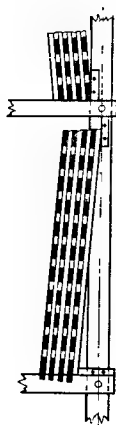


Рис. VIII.14. Оросительные устройства башенных градирен:

- а — капельных;
- б — пленочных

сейнам, но отличаются способом дробления воды. Необходимый общий напор для них практически одинаков; хотя в градирнях отсутствует сопротивление сопел, но вода должна быть поднята на большую высоту; эффективность дробления большая, поэтому показатели открытой градирни более благоприятны, чем брызгальных бассейнов (см. табл. VIII. 4).

На рис. VIII. 13 приведена схема распылительного устройства открытой капельной градирни. Вода дробится при падении на так называемый «решетник» 4, состоящий из деревянных брусков различной конфигурации. Первоначальное распределение воды по решетнику осуществляется через желоб 1 и сливные трубы 2, из которых вода стекает на розетки 3. Высота расположения открытого желоба над решетником должна обеспечить полный веер распыливания. Далее влага стекает по рядам решетника и продолжает дробиться.

Аналогично выполнено оросительное устройство в башенных капельных градирнях. Открытые и деревянные башенные градирни неприемлемы для больших мощностей как из-за недостаточной удельной нагрузки, так и по абсолютно возможному расходу охлаждаемой воды.

Основными частями башенной градирни являются; *оросительное устройство*, занимающее примерно $\frac{1}{8}$ — $\frac{1}{4}$ общей высоты, *вытяжная башня* с опорной конструкцией и *сборный бассейн*. Нагретая вода поступает в центральный распределитель и от него расходится по радиально расположенным распределительным деревянным желобам, расположенным на высоте 6—10 м над собственно оросительным устройством. *Сливные трубы* заканчиваются на высоте 0,6—0,7 м над разбрызгивающей розеткой. Решетник капельной градирни состоит из большого числа (15—20) горизонтально расположенных деревянных брусков треугольного или прямоугольного сечения, с шахматным (рис. VIII. 13 и VIII. 14, а) или коридорным расположением их по рядам. Общая высота оросительного устройства доходит до 10—12 м. По периферии оросительного устройства образуется воздушный коридор для защиты оросителя от обледенения в зимнее время.

В башенных градирнях пленочного типа оросительное устройство строят из установленных со слабым наклоном к вертикали плоских дощатых щитов (рис. VIII. 14, б). Со щитов стекает пленкой влага, с поверхности которой происходит испарение. Щиты устанавливают в один, два или три яруса. По сравнению с капельными градирнями пленочные допускают большие скорости воздуха без опасений повышенного уноса влаги. Поэтому их удельные нагрузки выше (см. табл. VIII. 4), но больше и расходы воздуха, что требует увеличения высоты вытяжной башни. Скорость воздуха в сечении между брусками (или щитами) принимают для капельных градирен 0,5—1,3 м/с в зависимости от высоты башни (меньшие значения — для деревянных градирен) и 3—3,5 м/с — для пленочных. Наиболее распространены на мощных станциях пленочные градирни из-за их лучших удельных показателей.

Если общее влияние ветра на работу брызгальных бассейнов положительное (улучшение работы), то для градирен, наоборот, чем больше скорость ветра, тем хуже охлаждение. Причины такого явления достаточно ясны. Предполагается, что это происходит из-за уменьшения расхода воздуха через градирню в связи с проникновением холодного воздуха в верхнюю часть башни, уменьшающего ее тягу и увеличивающего сопротивление на выходе воздуха из градирни.

Расход воздуха через градирню, практически определяющий ее удельную и общую нагрузку, зависит от величины естественной тяги, развиваемой башней и равной обычно 2—3 мм вод. ст. Стремление повысить этот расход привело к созданию вентиляторных градирен, тяга в которых за счет работы вентиляторов доходит до 15 мм вод. ст. Основные показатели таких градирен существенно лучше (см. табл. VIII. 4), однако при этом расход электроэнергии на собственные нужды увеличивается. В настоящее время ведутся поиски более эффективных форм вытяжных башен с естественной тягой. В последние годы вместо деревянных стали применять асбоцементные щиты и сегменты с закреплением их в отверстиях ригелей железобе-

тонного каркаса башни. В этих условиях пленочные градирни стали заметно дороже капельных.

Если сравнить между собой брызгальные бассейны и градирни, то следует сказать, что брызгальные установки просты по конструкции, производство строительных и монтажных работ не требует высококвалифицированной рабочей силы и может быть осуществлено в короткие сроки. Стоимость брызгальных установок относительно невелика, но эти установки по сравнению с градирнями требуют значительно большей площади, которой часто не имеют участки, предназначенные для сооружения станции. Кроме высокой стоимости недостатками градирен являются также сложность их конструкции, необходимость использования высококвалифицированной рабочей силы для сооружения и ремонта, значительная затрата материалов и высокая стоимость, превышающая стоимость сооружения брызгальных установок на 25—30%. Потери воды в результате испарения для брызгальных бассейнов и градирен примерно одинаковы, но потери с уносом для бассейнов больше, а величина их зависит от скорости ветра.

Из табл. VIII. 4 видно, что переход от прудов-охладителей к искусственным охладителям в 30—40 раз для брызгальных бассейнов и в 180—400 раз для градирен повышает удельную нагрузку, т. е. уменьшает потребные площади. При схемах с градирнями и брызгалами глубина вакуума примерно на 3% хуже, чем при прямоточном и прудовом водоснабжении, поэтому в жаркие периоды года мощности турбин часто ограничиваются. Расход электроэнергии на собственные нужды циркуляционной установки с градирнями и брызгальными бассейнами также больше, так как необходимая высота подъема циркуляционных насосов составляет 18—20 м, в то время как для прудов-охладителей — 8—12 м.

Стоимость и длительность сооружения брызгальных бассейнов и особенно градирен значительно больше, чем прудов-охладителей. Поэтому наиболее целесообразным решением для конденсационных станций является применение прудов, и только при отсутствии необходимого места и невозможности выбора иной площадки для строительства надо идти на строительство градирен. Брызгальные бассейны применяют реже, так как по своим характеристикам они занимают промежуточное место. Для ТЭЦ практически единственное решение — применение градирен.

Несколько особняком стоят «сухие» градирни, работающие совместно с конденсаторами смешивающего типа (рис. VIII. 15). В этом случае по контуру охлаждения циркулирует конденсат. Пар после турбины конденсируется за счет смешения с холодным конденсатом, пришедшим из градирни, и нагревает его. Количество конденсата D_k , равное расходу пара, отводится из конденсатора в систему регенерации станции. Остальная (большая) часть конденсата, равная mD_k (m — кратность охлаждения), циркуля-

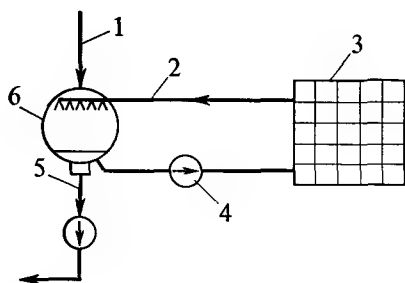


Рис. VIII.15. Схема установки «сухой» градирни со смешивающим конденсатором:

- 1 — пар из турбины;
- 2 — возврат охлажденного конденсата;
- 3 — «сухая» (радиаторная) градирня;
- 4 — циркуляционный насос конденсатора;
- 5 — отвод конденсата в регенераторную систему;
- 6 — конденсатор смешивающего типа

ционным насосом подается в градирню для охлаждения. Конструкция градирни представляет собой набор радиаторов, изнутри омываемых водой, а снаружи — воздухом. Для уменьшения поверхности нагрева радиаторы изготовляют из алюминиевых сплавов с большим коэффициентом теплопроводности.

Преимущество таких градирен — практическое отсутствие потерь воды и заводское изготовление секций, облегчающее и ускоряющее монтаж градирен. Габариты и стоимость таких градирен не меньше, чем обычных, поэтому они предпочтительны только в безводных районах, где вопросы восполнения убыли воды имеют первостепенное значение.

VIII.6. Охлаждение конденсаторов турбин в режимах полного обесточивания

В аварийных режимах в конденсаторы турбин допустим сброс редуцированного перегретого пара — до 60 % номинального его расхода (см. гл. VII). При работе циркуляционных насосов необходимое охлаждение конденсаторов обеспечено. Однако в режиме полного обесточивания в условиях рассмотренных схем охлаждение конденсаторов становится невозможным.

Задачу обеспечения конденсации пара в режиме полного обесточивания нельзя решить путем переключения на сеть надежного питания приводов циркуляционных насосов ввиду их большой мощности — для турбины К-500-65/3000 мощность электроприводов циркуляционных насосов достигает 3000 кВт. Обеспечение конденсации хотя бы части пара в конденсаторе в аварийных режимах полного обесточивания позволило бы значительно сократить количество вспомогательного оборудования — барботеров и технологических конденсаторов (см. гл. X). Решение вопроса может быть найдено по схеме (рис. VIII.16) технического водоснабжения с промежуточной емкостью, комбинирующей общую и блочную схемы водоснабжения. Напорный бассейн устраивают между циркуляционной насосной станцией и конденсаторами турбин. Циркуляционная насосная станция подает воду из подводящего канала в напорный бассейн через водовыпуск сифонного типа. Количество насосов в циркуляционной насосной устанавливают независимо от количества блоков и конденсаторов на электростанции. Из напорного бассейна охлаждающая вода по самотечным напорным водоводам поступает в конденсаторы турбин через водораспределительное сооружение

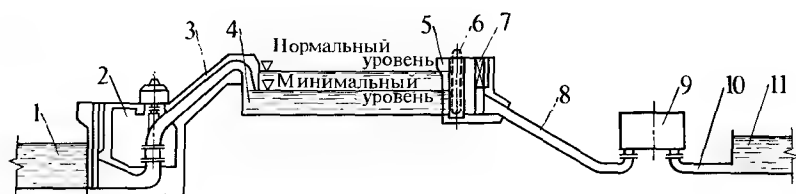


Рис. VIII.16. Продольный разрез по сооружениям самотечной схемы подачи охлаждающей воды на конденсаторы турбин:

- | | | |
|--------------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|
| 1 — подводящий канал; | 5 — водозабор; | 8 — самотечный напорный водовод; |
| 2 — циркуляционная насосная станция; | 6 — вращающаяся очистная сетка; | 9 — конденсатор турбины; |
| 3 — водовыпуск сифонный; | 7 — аварийно-ремонтный затвор; | 10 — сливной водовод; |
| 4 — напорный бассейн; | | 11 — сбросный канал |

(водозабор), на котором установлены вращающиеся очистные сетки и аварийно-ремонтные затворы.

Отметка уровня воды в напорном бассейне определяется гидравлическими потерями в самотечных водоводах, конденсаторах турбин и сливных водоводах и превышает отметку уровня воды в сбросном сооружении на величину этих потерь. Разница в отметках может составить 4,5—5,5 м. Емкость напорного бассейна выбирают такой, чтобы обеспечить подачу воды в конденсаторы турбины при обесточивании станции в течение 3—10 мин за счет опорожнения напорного бассейна.

В обычной эксплуатации регулирование подачи охлаждающей воды в конденсаторы осуществляется изменением производительности циркуляционной насосной станции, которое может производиться как перестановкой лопастей рабочих колес, так и изменением числа работающих насосов. При этом уровень воды в напорном бассейне самопроизвольно устанавливается таким, при котором расход воды на конденсаторы и производительность циркуляционной насосной станции равны. Например, при уменьшении производительности насосной станции на определенную величину уровень в напорном бассейне понижается до тех пор, пока на эту же величину не уменьшится подача воды в конденсаторы из-за снижения действующего напора. Напорный бассейн располагают перед главным корпусом АЭС. Его со всех сторон укрепляют дамбами из суглинка или сооружают в виде железобетонного лотка.

Помимо использования основных конденсаторов турбин для приема пара при аварийных ситуациях, связанных с обесточиванием станции, самотечная схема с промежуточным напорным бассейном по сравнению с блочной схемой имеет еще следующие технологические преимущества;

- 1) большие возможности для подбора и эффективного использования насосов, так как количество циркуляционных насосов не зависит от количества турбин и конденсаторов;
- 2) выход из строя одного или нескольких циркуляционных насосов не приводит к существенному снижению мощности станции вследствие перераспределения дефицита расхода охлаждающей воды на все конденсаторы;
- 3) возможность установки резервного циркуляционного насоса, что повышает надежность подачи расчетного расхода охлаждающей воды;
- 4) возможность отключения части циркуляционных насосов при понижении температуры охлаждающей воды в холодное время года, что позволяет производить ремонты насосного оборудования независимо от ремонтов турбоагрегатов.

VIII.7. Определение общего расхода воды в системе технического водоснабжения

При прямоточном водоснабжении общий расход технической воды (т/ч)

$$\sum W_{\text{тех.в}} = nmD_k + W_{\text{охл}} + W_{\text{вп}} + W_{\text{подш}} + \sum W_{\text{охл.р}} + W_{\text{хоз}}, \quad (\text{VIII.4})$$

где n — число конденсаторов; m — кратность охлаждения; D_k — расход пара в конденсаторы турбин, его определяют для максимальной мощности турбины и наименьшего вакуума (летний период); $W_{\text{охл}}$ — расход на масло- и воздухоохладители; $W_{\text{вп}}$ — расход на водоподготовительную установку; $W_{\text{подш}}$ — расход на охлаждение подшипников; $W_{\text{охл.р}}$ — расход на охлаждательные установки реакторного контура; $W_{\text{хоз}}$ — расход на хозяйственные нужды (сцепрачечную, санпропускники).

Если источник водоснабжения сильно минерализован (морская вода,) то его расход может быть непосредственно использован только для первых двух потребителей, а для остальных должен быть предусмотрен дополнительный источник водоснабжения.

При оборотном техническом водоснабжении необходимо определять расход воды на восполнение ее безвозвратной убыли, складывающейся из потерь на испарение в охладителях циркуляционной воды, продувки системы и расхода на водоподготовку и хозяйственные нужды. Наибольшая величина убыли относится к потерям воды вследствие испарения в охладителях циркуляционной воды.

Из теплового баланса конденсатора следует, что

$$D_{\kappa} x_{\kappa} r = W (t_{ox2} - t_{ox1}), \quad (\text{VIII.5})$$

где x_{κ} — степень сухости пара, поступающего в конденсатор: r — теплота парообразования при давлении в конденсаторе.

Это же количество теплоты должно быть отведено в охладителе циркуляционной воды за счет испарения части ее, т. е.

$$W (t_{ox2} - t_{ox1}) = W_{исп} x_{ox} r_{ox}, \quad (\text{VIII.6})$$

здесь $W_{исп}$ — количество испаренной влаги в охладителе: x_{ox} — степень сухости пара, образованного в охладителе циркуляционной воды: r_{ox} — теплота парообразования при парциальном давлении водяных паров в воздухе.

Совместное рассмотрение (VIII. 6) и (VIII. 7) дает

$$D_{\kappa} x_{\kappa} r = W_{исп} x_{ox} r_{ox}. \quad (\text{VIII.7})$$

В интервале давлений от 0,003 до 0,1 МПа теплота парообразования меняется всего примерно на 2%. Степень сухости пара, поступающего в конденсатор, составляет 0,93—0,83, а для пара, выделяющегося из циркуляционной воды, близка к 1. В связи с этим количество технической воды, теряемое вследствие испарения в охладительном устройстве (пруде-охладителе, брызгальном бассейне, градирне), практически равно количеству пара, поступающему в конденсатор турбин. Для станции мощностью 1000 МВт эта потеря составит около 4000 м³/ч, т. е. довольно значительна, хотя и существенно (в m раз) меньше общего расхода циркуляционной воды. Расход воды на восполнение убыли от испарения обычно увеличивают на 10—15%, принимая во внимание и другие потери. Безвозвратные потери воды должны быть приняты во внимание при выборе площадки для строительства и определении источника водоснабжения для восполнения убыли воды.

Кроме перечисленных потерь существует еще одна, обычно неучитываемая, — от естественного испарения с поверхности охладителя. Она имеет небольшое значение лишь для прудов-охладителей, для брызгальных бассейнов она еще меньше, а в градирнях практически отсутствует.

Подпиточные насосы оборотных систем технического водоснабжения могут быть выбраны по табл. VII.4, причем напор их должен быть таким же, как и для циркуляционных. Насосы технической воды для охлаждения подшипников устанавливают как централизованно, так и на группу основных агрегатов с выбором их производительности, исходя из общей потребности по станции или по группе агрегатов с одним резервным насосом.

Для некоторых охлаждающих вод очистку конденсаторных трубок шариками приходится дополнять систематической, а иногда и непрерывной химической обработкой, так как возможно биологическое зарастание и цветение в трубках, что объясняется более благоприятными условиями для жизнедеятельности некоторых бактерий (теплая вода). Для борьбы с этим явлением применяют хлорирование охлаждающей воды. При прямоточном водоснабжении хлорируется вся вода, при обратном — только подпиточная. Хлорирование производится систематически в течение 10 мин с перерывом в течение часа во избежание приспособливания бактерий к хлорной среде. При дозировке хлора для прямоточных систем следует иметь в виду, что его концентрация в источнике водоснабжения в месте сброса теплой воды должна быть безопасна для жизнедеятельности рыб. При обратном водоснабжении режим хлорирования подбирают в каждом конкретном случае индивидуально.

Для обратных систем технического водоснабжения при большой жесткости воды (более 5 мг-экв/кг) приходится прибегать к хотя бы упрощенной химической обработке. Обработка подпиточной воды сводится или к фосфатированию с использованием наиболее дешевого продукта (например, суперфосфата) при весьма небольшом избытке фосфата (около 1 мг/кг), или к подкислению серной кислотой, или к сочетанию обоих методов. Решение вопроса о необходимости химической обработки и выбор конкретного метода зависят от состава исходной воды.

ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

IX.1. Назначение испарительных и теплофикационных установок

Кроме регенеративных подогревателей в состав тепловой схемы атомных электростанций могут входить *испарители* и *подогреватели сетевой воды*. Все они являются теплообменниками поверхностного типа с применением в качестве греющей среды отборного пара турбины (как и для регенеративных подогревателей). Конденсат греющего пара после теплообменников возвращается в цикл через систему регенеративного подогрева. Если в этих подогревателях (так же, как и в регенеративных) конденсирующийся пар омывает трубки поверхности нагрева с внешней стороны, то такие теплообменники обычно называют *водотрубными* в отличие от *паротрубных*, где греющий пар проходит внутри труб. Испарители и сетевые подогреватели станций относятся к числу водотрубных.

Основное отличие испарителя от регенеративного подогревателя заключается в том, что в испарителе теплообмен при изменении агрегатного состояния имеет место по обоим сторонам поверхности нагрева, а в регенеративном подогревателе — только по стороне греющего пара.

В испарителях по обогреваемой стороне производится насыщенный пар. Если он направляется непосредственно в регенеративную систему для конденсации в одном из ее подогревателей или поступает в нее в виде конденсата, полученного на теплообменной поверхности на пути из испарителя в регенеративную систему, то назначение такой установки — восполнение убыли воды. Именно такую установку обычно называют испарителем или аппаратом для *термического обессоливания* добавочной воды. Если конденсация пара испарителя в пределах станции не осуществляется и он отпускается какому-либо потребителю вне ее, то такую установку называют *паропреобразователем*, так как, питаясь паром одного давления, он отпускает пар другого давления. Систему отпуска теплоты в данном случае называют закрытой.

Отборный пар турбины, используемый в качестве греющей среды испарителя, называют *первичным*, а пар, получающийся из обогреваемой среды, — *вторичным*. Для передачи теплоты через поверхность нагрева должны существовать разность температур, а следовательно, и перепад давлений между первичным и вторичным паром. Это создает возможность проникновения конденсата первичного греющего пара во вторичный.

Так как в пар турбин даже двухконтурных станций возможно хотя бы незначительное попадание радиоактивных веществ из первого контура, то при отдаче пара из паропреобразовательной установки радиоактивность распространится за пределы станции. В контролируемых условиях такая радиоактивность вполне допустима, так как имеется возможность ограничить время контакта эксплуатационного персонала с таким оборудованием.

За пределами АЭС дозиметрический контроль отсутствует. Поэтому время контакта людей с соответствующим оборудованием не ограничивается, что создает определенную опасность, не говоря уже о возможности использования этого пара, не предусмотренной в технологическом процессе предприятия. Поэтому паропреобразовательные установки с отдачей вторичного пара на предприятия на атомных электростанциях с водным теплоносителем не применяют. Тем более неприемлема для таких АЭС система открытого отпуска теплоты с паром, подающимся потребителям непосредственно из отбора турбины или из парогенерирующих устройств после дросселирования.

Следует отметить, что паропреобразователи не только увеличивают стоимость электростанции, но и снижают ее тепловую экономичность при отпуске теплоты внешнему потребителю. Действительно, если потребителю отпускается пар с давлением p_1 , то в паропреобразователь подается теплоноситель более высокого давления: $p_2 = p_1 + \Delta p$. В результате уменьшается выработка электроэнергии на отборном паре.

Если требуется отпуск пара потребителю, то целесообразно использовать ТЭЦ на органическом топливе. При этом не только исключаются возможности радиоактивного заражения, но и улучшаются технико-экономические показатели пароснабжения, так как в этом случае обычно применяют системы открытого отпуска теплоты с паром.

Значительно более благоприятны перспективы использования АЭС при отпуске теплоты потребителю в виде горячей воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения (теплофикация). В этом случае давление нагреваемой воды может быть большим, чем давление греющего пара, и тем самым будет исключено перетекание радиоактивной среды в теплоноситель. Однако надо иметь в виду, что в аварийных ситуациях давление воды может оказаться ниже, например при разрыве крупной трубы и больших утечках воды. На двухконтурной АЭС даже такая авария не вызовет сколько-нибудь серьезной активации теплоносителя, так как греющий пар может быть заметно радиоактивным только в случае нарушения режима в самом цикле станции. Лишь при совпадении во времени двух аварийных ситуаций возможно попадание радиоактивных примесей в теплоноситель.

На одноконтурных АЭС достаточно аварийная ситуация лишь в системе подогрева воды, что более вероятно. Равной надежности можно достичь, если ввести промежуточные теплоносители между греющим паром и водой (рис. IX. 1). На рисунке указаны также соотношения между давлениями сред. В этом случае схема, приведенная на рис. IX. 1, а, равноадекватна со схемой, показанной на рис. IX.1, в, для двухконтурной станции, а схема, изображенная на рис. IX. 1, б, даже несколько предпочтительней.

Для одноконтурной АЭС поверхности нагрева паропреобразователя и промежуточного теплообменника должны изготавливаться из нержавеющей аустенитной стали, чтобы не внести большого количества окислов железа (или меди) в питательную воду реактора одноконтурной станции. В то же время для двухконтурной АЭС необходим только теплообменник, трубки которого для всех трех схем, показанных на рисунке, могут быть выполнены из углеродистой стали или латуни.

Паропреобразовательные установки выпускают в двух модификациях: П-870 (производительностью 40 т/ч с параметрами пара греющего 2,1 МПа и вторичного 1,6 МПа) и П-550 (производительностью 30 т/ч с параметрами пара греющего 1,4 МПа и вторичного 1,1 МПа).

Если теплота, отпускаемая энергетическими установками, ограничивается лишь собственными нуждами АЭС и поселка при ней, то количество ее невелико и не должно оказывать влияния на выбор типа станции.

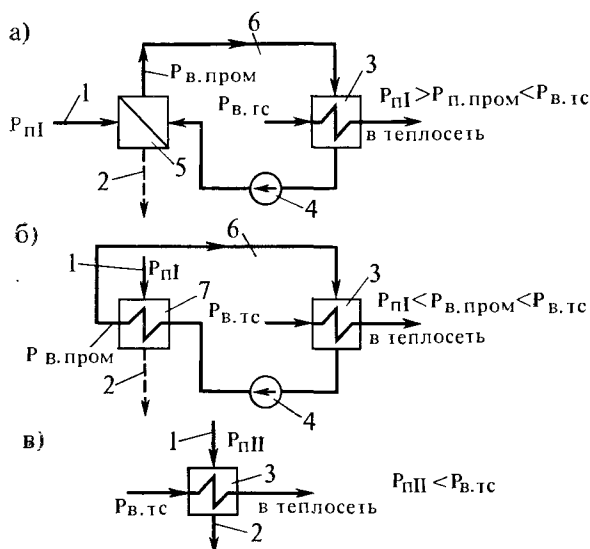


Рис. IX.1. Схемы подключения сетевого подогревателя к тепловой схеме атомных станций:

а — одноконтурной через паропреобразователь;

б — одноконтурной через промежуточный водяной теплообменник;

в — двухконтурной;

1 — греющий отборный пар турбины;

2 — конденсат греющего пара;

3 — сетевой подогреватель;

4 — насос промежуточного контура;

5 — испаритель-паропреобразователь;

6 — промежуточный контур;

7 — промежуточный водяной теплообменник

Термическое обессоливание воды в испарителях применяют в ряде вспомогательных систем, например для обработки продувочной воды реакторов и парогенераторов.

Главная задача такой установки — неглубокая очистка (обессоливание) продувочной воды реактора, которая, в общем, содержит довольно мало примесей, а концентрирование этих примесей в возможно меньшем количестве воды для последующего их захоронения (см. гл. XVI), т. е. возможно более глубокое упаривание воды. Поэтому такие установки называют *выпарными*. Они подробнее рассмотрены в гл. XVI совместно со спецводоочисткой.

Возможно применение выпарных установок также и для дистилляции высокоминерализованных вод, например морских. Так как этот дистиллят применяют не только в технических целях, но и в качестве питьевой воды, то для получения его АЭС с водным теплоносителем наименее пригодны. Зато такая задача с успехом может быть решена на АЭС с жидкометаллическим теплоносителем (см. гл. XX).

IX.2. Конструкции испарительных установок; их тепловой баланс и водный режим

По конструктивному выполнению испарители подразделяют на горизонтальные (обычно паротрубные) и вертикальные (обычно водотрубные). На тепловых электростанциях применяют только вертикальные испарите-

ли, позволяющие располагать в них паропромывочные устройства и раз-
вивать высоту парового объема, необходимую для сепарации пара до и после
его промывки. Для горизонтального испарителя все это потребовало бы
значительного увеличения диаметра корпуса. Кроме того, испарители
устанавливают в машинном зале, высота которого всегда значительна,
и по компоновочным соображениям предпочтительнее вспомогательное обо-
рудование с малой площадью поперечного сечения.

В вертикальных испарителях легче обеспечить организованный сток обра-
зующегося конденсата греющего пара, повышающий коэффициент тепло-
отдачи по сравнению с горизонтальным течением пара внутри труб. В свя-
зи с этим уменьшается потребная поверхность нагрева, что также является
преимуществом вертикальных испарителей.

На рис. IX.2 схематически представлена конструкция вертикального ис-
парителя. В его корпусе свободно подвешена *греющая секция 12*. Она пред-
ставляет собой две трубные доски, в которые ввальцованы вертикальные
стальные трубки. Греющий пар входит в испаритель по линии 3 и омывает
трубки снаружи, причем для большей полноты омывания установлена на-
правляющая перегородка. Конденсат греющего пара стекает по вертикаль-
ным трубкам, собирается в нижней части секции и отводится по линии 7.
Для того чтобы из испарителя не уходил несконденсировавшийся пар, на
линии 7 устанавливают конденсатоотводчик. Питательная вода испари-
теля по линии 4 подается в водяной объем корпуса под греющей секцией,
смешивается с циркулирующей водой и поступает внутрь трубок, из кото-
рых выходит пароводяная смесь. Пар с уровня зеркала испарения уходит
в паровой объем, а отделившаяся от него вода опускается по кольцевому

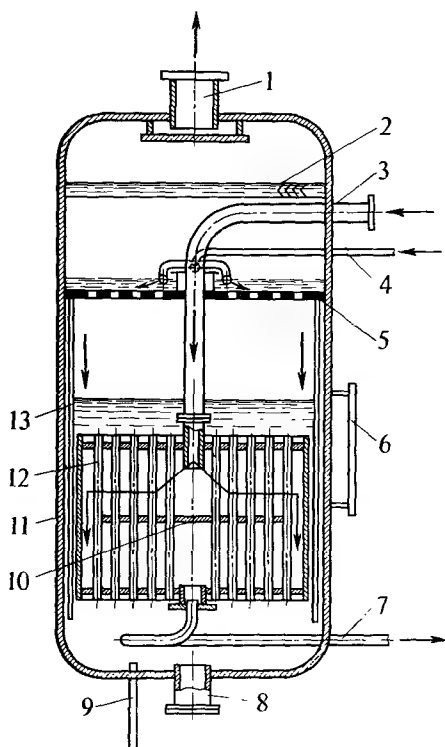


Рис. IX.2. Схема вертикального испарителя с одноступенчатой барботажной промывкой пара для исходных вод малой и средней минерализации:

- 1 — выход вторичного пара;
- 2 — жалюзийный сепаратор;
- 3 — вход греющего пара;
- 4 — вход питательной химически обработанной воды;
- 5 — паропромывочный дырчатый лист;
- 6 — водоуказательный прибор;
- 7 — выход конденсата греющего пара;
- 8 — спуск воды из корпуса испарителя;
- 9 — продувка испарителя;
- 10 — направляющая перегородка;
- 11 — корпус испарителя;
- 12 — греющая секция;
- 13 — опускная труба

сечению между обечайкой греющей секции и корпусом. Таким образом, в испарителе осуществляется естественная циркуляция за счет разности удельных весов воды в кольцевом сечении и пароводяной смеси внутри трубок.

Уровень воды в корпусе должен обеспечивать постоянное подтопление греющей секции. Если уровень ниже ее, то часть поверхности нагрева выключается из работы и паропроизводительность испарителя упадет. Для контроля уровня на корпусе испарителя устанавливают водоуказательный прибор, а для поддержания заданного уровня — регулирующий клапан на линии питательной воды.

Пар, выходящий с зеркала испарения, уносит с собой тем больше примесей, чем выше его влажность и чем больше концентрация их в воде испарителя. Для поддержания примесей на постоянном допустимом уровне из корпуса испарителя организуют непрерывную продувку по линии 9, на величину расхода которой должно быть увеличено питание испарителя.

Пар осушается при движении вверх внутри корпуса. Чем больше высота парового объема, тем вероятнее выпадение из пара капель влаги. Однако очень глубокая осушка потребовала бы не только большой высоты парового объема, но и весьма малых нагрузок пара по сечению, что существенно увеличило бы габариты испарителя. Так как питательной водой АЭС является конденсат высокой чистоты, то, естественно, для восполнения его убыли за счет дистиллята испарителей необходимо, чтобы дистиллят был высокого качества. В связи с этим во всех испарителях, работающих на электростанциях в подобных условиях, ограничиваются неглубокой осушкой, а улучшения качества вторичного пара добиваются путем организации промывки в паровом объеме.

На рис. IX.2 изображена одноступенчатая промывка пара, для осуществления которой вся питательная вода испарителя подается на паропромывочное устройство равномерно через кольцевую трубку с отверстиями и уже после этого по сливным трубам опускается в водяной объем испарителя. Так как питательная вода входит в испаритель несколько недогретой до кипения, то в паропромывочном устройстве она нагревается до кипения за счет конденсации части пара, на величину которой паропроизводительность греющей секции отличается от расхода вторичного пара из испарителя. Такой прогрев целесообразен и с точки зрения естественной циркуляции в водяном объеме испарителя, так как при этом пар образуется практически по всей высоте трубок без экономайзерного участка, уменьшающего движущий напор, а следовательно, и коэффициент теплоотдачи к кипящей воде, зависящий от скорости циркуляции.

Пар, проходя через слой воды на паропромывочном устройстве, оставляет влагу, вынесенную из водяного объема испарителя, и уходит из него, унося с собой существенно более чистую промывочную воду. Если к чистоте вторичного пара предъявляют очень жесткие требования, то выше на пути пара, в паровом объеме, может быть установлена вторая ступень промывки. Для этой цели используют обычно турбинный конденсат, расход которого составляет 5—8% от паропроизводительности испарителя. После паропромывочных устройств пар отводится из испарителя по линии 1, расположенной в центре корпуса. Это может вызвать неравномерное течение пара по сечению парового объема, и, как следствие, повышение скорости пара, больший унос влаги и связанное с этим ухудшение качества пара. Во избежание этого перед выходом пара устанавливают жалюзийный сепаратор, выравнивающий сопротивления на пути пара по всему сечению испарителя. Основные характеристики выпускаемых промышленностью вертикальных испарителей для вод малой и средней минерализации приведены в табл. IX.1. Термическое обессоливание добавочной воды может быть заменено хими-

Таблица IX.1. Основные характеристики вертикальных испарителей, выпускаемых Черновицким заводом

Тип	Номинальная поверхность нагрева, м ²	Номинальная разность температур насыщения первичного и вторичного пара, °С	Номинальная производительность, т/ч	Наибольшее рабочее давление первичного пара, МПа	Рабочее давление вторичного пара, МПа	Номинальный внутренний диаметр корпуса, мм	Наибольшая высота аппарата, мм	Наибольшее давление вторичного пара, МПа
И-120-1	120	22	8	0,9	0,12	1800	5900	0,5
И-120-2								
И-250-1	250	27	21	0,5	0,12	3000	6200	0,5
И-250-2								
И-350-1	350	19	21	0,5	0,10	3000	7200	0,5
И-350-2								
И-585-1	585	10	18	0,5	0,12	2800	9700	0,5
И-585-2								
И-585	585	12	20	1,4	0,98	2800	8300	1,1

Примечание. В вертикальном испарителе типа И-585 промывка пара не предусмотрена; остальные испарители оборудуются как одноступенчатой (1), так и двухступенчатой (2) промывкой.

ческим. Выбор метода водоподготовки зависит от конкретных условий работы и тепловой схемы станции и турбинной установки. Необходимо, однако, иметь в виду, что химическая обессоливающая установка на атомной станции целесообразна даже при использовании испарителей, но мощность ее при этом может быть существенно уменьшена и ограничена потребностями первоначального заполнения и доработки очищенных вод спецводоочистки.

Возможны случаи, когда дистиллят необходимо готовить из сильно минерализованных вод, например морской, или из артезианских скважин. Перед АЭС может быть поставлена задача обессоливания таких вод не только для собственных нужд, но и для обеспечения пресной водой промышленных и жилых районов. Эту задачу решает, например, Шевченковская атомная станция с турбинами противодавления, пар после которых направляется в мощную испарительную установку.

Применение конструкций испарителя, приведенных на рис. IX.2 и в табл. IX.1, для сильно минерализованных вод нецелесообразно, так как для обеспечения безнакипного режима пришлось бы прибегать к недопустимо большой продувке (50% и более), что совершенно неэкономично. Для поддержания продувки в допустимых пределах с одновременным предотвращением накипеобразования, которое может привести к быстрому обрастанию поверхности нагрева и непрерывному снижению производительности установки, применяют другие конструкции испарителей. Одна из них представлена на рис. IX.3.

Питательная вода испарителя по линии 6 поступает в водяной объем, смешивается с циркулирующей водой и направляется к греющей секции 9. Проходя внутри трубок, она нагревается, но без накипеобразования. Самоторможение испарения, как и для любого контура естественной циркуляции, обеспечивается за счет гидростатического давления с высотой

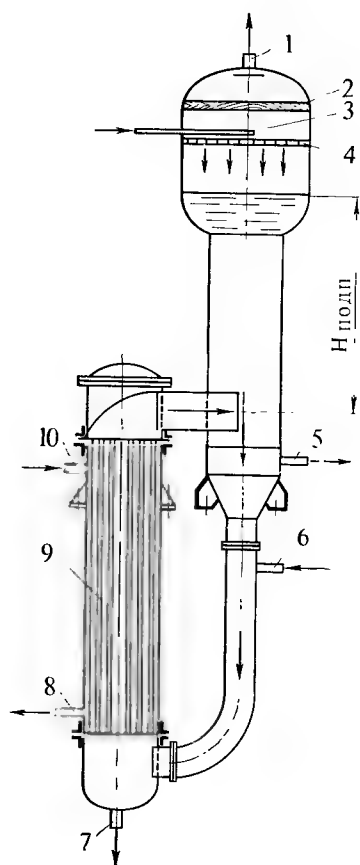


Рис. IX.3. Схема вертикального испарителя с одноступенчатой барботажной промывкой пара для сильно минерализованных исходных вод:

- 1 — отвод вторичного пара;
- 2 — жалюзийный сепаратор;
- 3 — подача конденсата для промывки пара;
- 4 — паропромывочный щит;
- 5 — вывод непрерывной продувки;
- 6 — подача питательной воды;
- 7 — дренаж из корпуса;
- 8 — отвод конденсата греющего пара;
- 9 — греющая секция;
- 10 — вход греющего пара

подпора $H_{\text{подп}}$. Греющий пар входит по линии 10, омывает трубки греющей секции снаружи и в виде конденсата отводится по линии 8. Вода, перегретая по отношению к давлению в паровом пространстве, выходя из греющей секции, вскипает. Пар поступает в паровой объем, а вода — вниз и, смешавшись с питательной, снова циркулирует через греющую секцию. Естественная циркуляция в этом испарителе осуществляется за счет разности удельных весов более холодной и нагретой воды, следовательно, ее интенсивность меньше, чем в испарителе, приведенном на рис. IX.2. Поэтому в испарителе, изображенном на рис. IX.3, стремятся развивать поверхность нагрева греющей секции в высоту, уменьшая ее диаметр. Так как для хорошей сепарации пара до и после промывки его скорости должны быть невелики, то корпус испарителя в области парового объема делают большего диаметра. Получающееся при этом соотношение диаметров греющей секции и парового объема хорошо видно на схеме. По линии 5 осуществляют непрерывную продувку. Так как в греющей секции пар не образуется, а следовательно, вода не упаривается, то образование накипи на поверхности нагрева практически отсутствует. Выпадение солей возможно при вскипании воды над греющей секцией. Необходимо, чтобы оно происходило не на поверхности корпуса и других деталей аппарата, а в самой толще воды, и примеси могли бы интенсивно выводиться с продувкой. Для этого вместе с питательной водой в испаритель вводится «затравка», например мелко-раздробленный углекислый кальций (мел). Поверхность затравки сорбирует все соли, выпадающие при вскипании воды, и создает возможность

вывода их с продувкой. Из продувочной воды затравку выделяют в специальных осадителях вне испарителя и вновь многократно используют. Пар, выделившийся из воды, осушается в паровом объеме. Однако в связи с большой минерализацией исходной воды, даже при довольно глубокой осушке, не удастся обеспечить высокое качество вторичного пара и его дистиллята. Поэтому после предварительной осушки в паровом объеме пар проходит через промывочное устройство, в которое вместо питательной воды испарителя по линии 3 подают турбинный конденсат в количестве до 10% от расхода вторичного пара. При прогреве этого конденсата до кипения часть пара конденсируется, т. е. происходит дополнительная самопромывка пара. Промытый пар осушается в расположенном выше паровом объеме и в жалюзийном сепараторе, а затем отводится по линии 1 для последующей конденсации и использования. Опорожнение испарителя после его останова производят по линии 7, которая может использоваться и для периодической продувки. Такая конструкция испарителя позволяет на сильно минерализованной воде иметь продувку в пределах 5—10%, т. е. достаточно близкую к продувке испарителя, приведенного на рис. IX.2, на водах относительно небольшой минерализации, для которых она обычно составляет 3—5%.

Тепловой баланс испарителей не зависит от их конструкции. Для рассмотренных однокорпусных испарителей

$$D_{п.и I} (i_{п.и I} - i_{к.и I}) \eta_{и} = D_{п.и II} (i_{п.и II} - i_{п.в.и}) + a_{и} D_{п.и II} (i'_{в.и} - i_{п.в.и}), \quad (IX.1)$$

где $D_{п.и I}$ и $D_{п.и II}$ — расход первичного и вторичного пара испарителя, кг/ч; $i_{п.и I}$ и $i_{п.и II}$ — энтальпии первичного и вторичного пара испарителя, кДж/кг; $i_{к.и I}$, $i'_{в.и}$ и $i_{п.в.и}$ — энтальпии соответственно конденсата греющего пара, воды при температуре насыщения вторичного пара и питательной воды испарителя, кДж/кг; $\eta_{и}$ — к.п.д. испарителя, связанный с потерями тепла в окружающую среду; может быть принят равным 0,98; $a_{и} = D_{пр.и}/D_{п.и II}$ — величина продувки испарителя, отнесенная к его паропроизводительности. Задачей сведения теплового баланса является определение расхода греющего (первичного) пара выбранных параметров для получения необходимого расхода вторичного пара. Из (IX.1) следует, что

$$D_{п.и I} = D_{п.и II} [(i_{п.и II} - i_{п.в.и}) + a_{и} (i'_{в.и} - i_{п.в.и})] / [(i_{п.и I} - i_{к.и I}) \eta_{и}]. \quad (IX.2)$$

Если дистиллят испарителя используют в качестве добавочной воды, то

$$D_{п.и II} = D_{д.в} = \alpha_{д.в} D_0 \quad (IX.3)$$

и расход отборного пара турбины в качестве первичного пара испарителя

$$D_{п.и I} = \alpha_{д.в} D_0 [(i_{п.и II} - i_{п.в.и}) + a_{и} (i'_{в.и} - i_{п.в.и})] / [(i_{п.и I} - i_{к.и I}) \eta_{и}], \quad (IX.4)$$

или в долях от расхода пара на турбину

$$\alpha_{\text{и}} = D_{\text{п.и I}} / D_0 = \alpha_{\text{д.в}} [(i_{\text{п.и II}} - i_{\text{п.в.и}}) + a_{\text{и}} (i'_{\text{в.и}} - i_{\text{п.в.и}})] / [(i_{\text{п.и I}} - i_{\text{к.и I}}) \gamma_{\text{и}}] \quad (\text{IX.4a})$$

Если на испарительную установку расходуется весь пар после турбины противодавления, то из (IX.1) можно определить количество вторичного пара по известному расходу первичного пара.

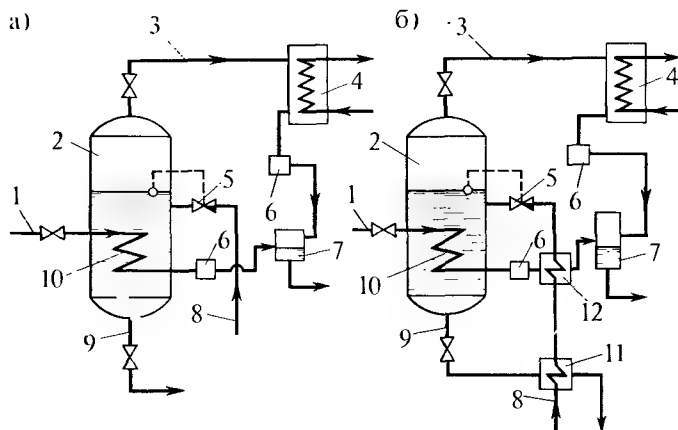


Рис. IX.4. Схема одноступенчатой испарительной установки:

- | | |
|--------------------------------------|--|
| а — без охладителя продувочной воды; | 6 — конденсатоотводчик; |
| б — с охладителем продувочной воды; | 7 — сборник конденсата; |
| 1 — подвод первичного пара; | 8 — подача питательной воды; |
| 2 — корпус испарителя; | 9 — продувка испарителя; |
| 3 — отвод вторичного пара; | 10 — греющая секция; |
| 4 — конденсатор вторичного пара; | 11 — охладитель продувки испарителя; |
| 5 — регулятор уровня; | 12 — охладитель конденсата греющего пара |

Для определения расхода первичного пара по заданному расходу вторичного (или, наоборот, расхода вторичного пара по известному расходу первичного) недостаточно знать параметры греющего отборного пара турбины. Необходимо еще задать давление вторичного пара, т. е. выбрать перепад температур между первичным и вторичным паром и определить величину продувки, что требует расчета водного режима испарительной установки. Температурный перепад принимают обычно не менее 10°C , но он подлежит уточнению в зависимости от способа включения испарителя в тепловую схему и требуемого количества дистиллята. Чем больше температурный перепад между первичным и вторичным паром, тем большей может быть паропроизводительность данного испарителя.

В однокорпусной испарительной установке типа установок, показанных на рис. IX.2 или IX.3, расходы первичного и вторичного пара могут быть практически равными, если греющий пар насыщенный. Если же пар влажный, как это обычно имеет место в турбинах насыщенного пара, то количество вторичного пара может быть существенно меньшим, чем первичного. Выход дистиллята в килограммах на 1 кг греющего пара — одна из характеристик схем испарителей. Из (IX.1) следует, что

$$D_{\text{п.и II}} / D_{\text{п.и I}} = (i_{\text{п.и I}} - i_{\text{к.и I}}) \gamma_{\text{и}} / [(i_{\text{п.и II}} - i_{\text{п.в.и}}) + a_{\text{и}} (i'_{\text{в.и}} - i_{\text{п.в.и}})] \quad (\text{IX.5})$$

Из (IX.5) видно, что увеличения относительного выхода дистиллята при определенных параметрах первичного и вторичного пара можно достичь за счет уменьшения величины продувки и дополнительного охлаждения конденсата греющего пара и продувочной воды испарителя, используя эту теплоту для увеличения энтальпии питательной воды. Простейшая схема испарительной установки при использовании таких охладителей и без них представлена на рис. IX.4. В системе АЭС конденсатор вторичного пара и охладитель конденсата греющего пара органически включают в регенеративную схему. На одноконтурной АЭС вторичный пар можно использовать в качестве пара для уплотнений вала турбины с последующей подачей его для конденсации в регенеративную схему и конденсатор. Такое использование испарителя показано, например, на рис. XVIII.5.

Водный режим испарительной установки рассчитывают на основе известного состава исходной воды, которая перед испарителем типа изображенного на рис. IX.2 проходит умягчение или обессоливание, в то время как для испарителя, показанного на рис. IX.3, предварительная обработка воды не предусматривается. Основное требование к водному режиму — получение дистиллята необходимого качества. При этом требования к качеству существенно зависят от назначения дистиллята.

Если дистиллят испарителя предназначен для восполнения убыли воды на станции, то его чистота должна быть такой же, как и основного конденсата. Более глубокая очистка не нужна, так как в связи с малой величиной добавки это практически не скажется на чистоте основного конденсата станции, но приведет к удорожанию дистиллята. Более того, малая величина добавки позволяет иметь дистиллят даже несколько худшего качества, чем основной конденсат. Если дистиллят предназначен для использования в качестве питьевой воды, то его полное обессоливание не только удорожает установку, но и недопустимо с физиологической точки зрения: он должен иметь общее солесодержание на уровне примерно 10 мг/кг. Ту же его часть, которую будут использовать в качестве добавки для самой АЭС, целесообразно дополнительно обессоливать в ионитных фильтрах с большими скоростями фильтрации, как обычно для конденсата. Далее для примера приводятся основные соотношения для расчета величин продувки. Для схемы, показанной на рис. IX.2, с использованием для промывки всей питательной воды действительны следующие соотношения:

$$s_{\text{п}} = (\omega''/100) s_{\text{пром}}; \quad (\text{IX.6})$$

чистота промывочной воды

$$s_{\text{пром}} = s_{\text{п.в}} + (\omega'/100) s_{\text{пр.в}}; \quad (\text{IX.7})$$

чистота продувочной воды

$$s_{\text{пр.в}} = [(1 + a_{\text{п}})/a_{\text{п}}] s_{\text{п.в}}. \quad (\text{IX.8})$$

В этих соотношениях ω'' — влажность пара после промывки и осушки, которую можно принять на уровне 0,2%; ω' — влажность пара перед промывкой, величину которой можно оценить как 0,5%. Зная чистоту питательной воды $s_{\text{п.в}}$ и задавшись чистотой пара $s_{\text{п}}$, определяют состав промывочной воды по (IX.6), затем по (IX.7) — чистоту продувочной воды и по (IX.8) — величину продувки $a_{\text{п}}$ в долях единицы.

В схеме, представленной на рис. IX.3, для промывки используется конденсат в количестве z (%) от общего расхода вторичного пара. В этом случае чистоту пара также определяют из (IX.6), а чистота промывочной воды

$$s_{\text{пром}} = (zs_{\text{к}} + \omega' s_{\text{пр.в}}) / (z + \omega'). \quad (\text{IX.9})$$

Чистота продувочной воды

$$s_{\text{пр}} = [(1 + a_{\text{н}} - z/100) s_{\text{п.в}} + (z/100) s_{\text{пром}}] / a_{\text{н}}. \quad (\text{IX.10})$$

Последовательность расчета та же, что и для схемы, приведенной на рис. IX.2.

IX.3. Схемы включения испарительных установок

На рис. IX.4 показан конденсатор 4 вторичного пара. Количество теплоты, передаваемое в нем, ощутимо влияет на тепловую экономичность станции. Поэтому необходимо включать конденсаторы вторичного пара в регенеративную схему станции, совмещая с этой схемой доохлаждение конденсата первичного пара, т. е. испарительную установку как по первичному, так и по вторичному пару нужно органически вписывать в регенеративную систему. В полной мере это возможно при использовании испарительной установки для восполнения убыли воды, так как она имеет относительно небольшую производительность. При этом от способа включения испарительной установки зависит тепловая экономичность станции.

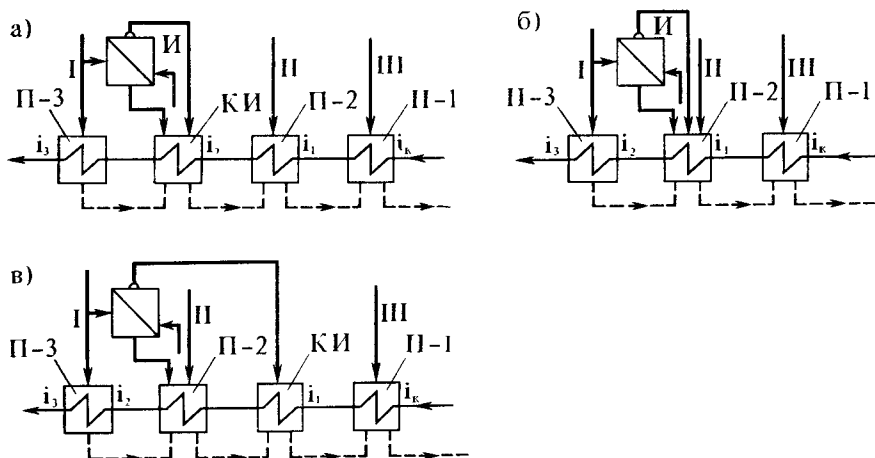


Рис. IX.5. Различные схемы включения одноступенчатого испарителя в регенеративную систему станции:

- а — без энергетических потерь с отдельным конденсатором испарителя;
- б — с малой энергетической потерей без отдельного конденсатора испарителя;
- в — с отдельным конденсатором испарителя, но со значитель-

ной энергетической потерей;
 П-1, П-2, П-3 — подогреватели низкого давления;
 И — испаритель;
 КИ — конденсатор испарителя;
 I, II, III — отборы греющего пара из турбины

На схеме, представленной на рис. IX.5, а, вторичный пар испарителя конденсируют в отдельном конденсаторе, расположенном перед регенеративным подогревателем, на который поступает греющий пар из того же отбора I турбины, что и первичный пар испарителя. В тот же конденсатор поступает и конденсат первичного пара. Очевидно, что при такой схеме включения испаритель практически не изменяет тепловой экономичности станции; в обоих случаях нагрев основного конденсата происходит от энтальпии i_2 до энтальпии i_3 . Разница лишь в том, что в отсутствие испарителя этот подогрев осуществляется в регенеративном подогревателе П-3, а при наличии испарителя — последовательно в конденсаторе испарителя и регенеративном подогревателе П-3, суммарная поверхность которых практически такая же, как и регенеративного подогревателя в отсутствие испарителя. Такая схема наиболее предпочтительна.

В качестве конденсатора испарителя может быть использован один из ПНД. При схеме включения, показанной на рис. IX.5, б, тепловая экономичность станции несколько снижается, так как включение испарителя увеличивает расход пара из отбора I и уменьшает расход пара из отбора II на величину ΔD , близкую к расходу вторичного пара. Это означает, что имеет место недовыработка электроэнергии, отвечающая расходу пара ΔD и перепаду энтальпий между отборами I и II. Для восстановления этой недовыработки необходимо несколько увеличить общий расход пара на турбину и в конденсатор, что снижает тепловую экономичность на 0,1—0,15%. Но эта схема проще, так как не требует отдельного конденсатора-испарителя.

Для сравнения на рис. IX.5, в представлена схема включения испарительной установки, которую не следует применять. Действительно, включение конденсатора-испарителя перед подогревателем П-2 приводит к поступлению в последний более нагретой воды, чем в отсутствие испарителя, а следовательно, и к уменьшению расхода пара из отбора II, в результате чего уменьшается выработка электроэнергии в турбине за счет этого пара.

Чем выше температурный напор при включении испарителя по схеме, показанной на рис. IX.5, а, тем меньше температура конденсации вторичного пара и возможная паропроизводительность испарителя по вторичному пару, так как нагрев основного конденсата будет производиться до меньшего значения энтальпии, а это ограничит количество пара, которое может быть сконденсировано. Для таких схем температурный перепад в испарителе применяют в пределах 10—15°C. Для схемы, изображенной на рис. IX.5, б, температурный перепад испарителя тот же, что и температурный перепад в отборах I и II, т. е. обычно в пределах 15—30°C.

Для конденсационных АЭС чаще всего применяют *одноступенчатые испарительные установки*, подобные описанным. Однако по условиям возможности конденсации вторичного пара в регенеративной системе производительность их ограничена 2—3% от общего расхода на турбину. Если требуется большая производительность испарительной установки, то вторичный пар можно использовать в качестве греющего первичного пара для второго корпуса испарителя. Второй корпус тем самым будет служить конденсатором, а в системе регенерации будет конденсироваться только вторичный пар второго корпуса, температура и давление которого меньше, чем вторичного пара первого корпуса. В такой двухступенчатой испарительной установке при том же расходе отборного пара турбины можно получить практически вдвое больше дистиллята.

Схемы включения *двухступенчатых испарительных установок* по их паровой стороне применяют те же, что и для одноступенчатых, как это видно из сопоставления рис. IX.5 и рис. IX.6. Однако применение схемы без отдельного конденсатора испарителя для двухступенчатой испарительной установки приведет к вдвое меньшей потере тепловой экономичности тур-

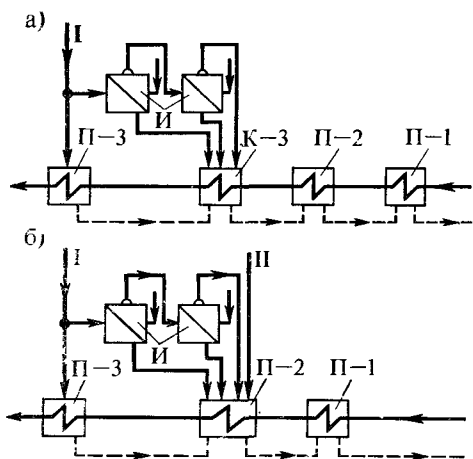


Рис. IX.6. Схемы включения двухступенчатого испарителя в регенеративную систему станции:

а — без энергетических потерь, с отдельным конденсатором испарителя;

б — с малой энергетической потерей, без отдельного испарителя (обозначения см. в подписях к рис. IX.5)

бины по сравнению с одноступенчатой, так как конденсации в системе регенерации подлежит вдвое меньшее количество пара. Испарители устанавливают без резерва у каждой турбинной установки, но при использовании двухступенчатых каждая ступень имеет обводную паровую линию с отключающей арматурой, поэтому установка может работать как одноступенчатая с включением любого корпуса и ремонтом одного из корпусов. Тепловую нагрузку между ступенями распределяют равномерно, чтобы использовать одни и те же аппараты для обеих ступеней. Производительность испарительной установки при номинальной нагрузке турбины выбирают по максимальной величине добавка. При снижении нагрузки производительность уменьшается, в то время как абсолютная величина потерь конденсата в системе станции от нагрузки практически не зависит. Для того чтобы испарительная установка при любых режимах работы турбины давала необходимое количество дистиллята, применяют различные способы. Так, иногда используют дополнительную подачу в испаритель первичного пара более высокого давления. Можно установить два одинаковых одноступенчатых испарителя, подключив их без энергетических потерь к двум отборам турбины (рис. IX.7). Производительность одного из испарителей при этом должна отвечать максимальной добавке воды для номинальной мощности турбины, при которой он включается. При снижении нагрузки кроме него включается еще и второй испаритель, обычно на отборе более высокого давления.

Иногда для удешевления схемы второй испаритель, включаемый при сниженных нагрузках, не имеет отдельного конденсатора, т. е. включается по схеме, приведенной на рис. IX.5, б. При этом потеря тепловой экономичности отвечает только сниженным нагрузкам, при которых он работает. Поте-

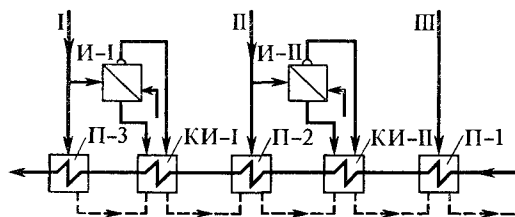


Рис. IX.7. Схема включения без энергетических потерь двух одноступенчатых испарителей (обозначения см. в подписях к рис. IX.5)

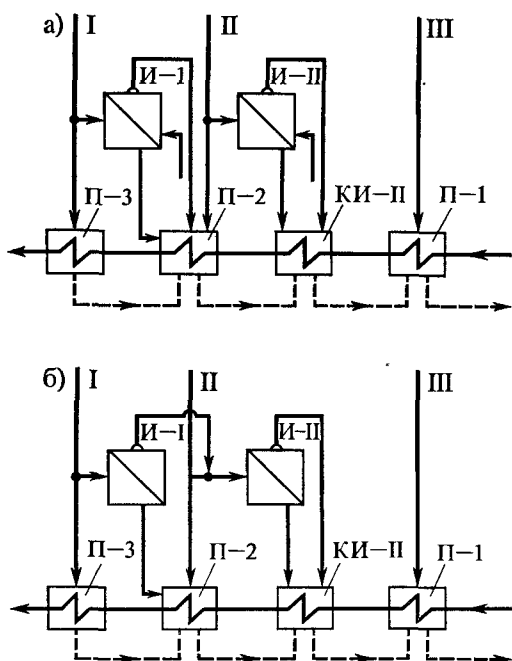


Рис. IX.8. Схема включения испарительной установки с малыми энергетическими потерями для обеспечения расхода дистиллята, не зависящего от нагрузки турбины:

а — две одноступенчатые установки;
б — одна двухступенчатая установка (обозначения см. в подписях к рис. IX.5)

ря будет еще меньшей, если оба испарителя включать как единую испарительную двухступенчатую установку с возможностью работы как обеих ступеней, так и одной (второй) ступени. Оба варианта представлены на рис. IX.8. Включение обеих ступеней испарительной установки отвечает или частичным нагрузкам турбины при нормальной величине добавка, или номинальной нагрузке, но при повышенной величине добавка.

Двухступенчатые испарительные установки могут быть по-разному включены также и по стороне питательной воды. Возможно параллельное питание в соответствии с производительностью каждого корпуса и с параллельной продувкой из них. В этом случае тепловой баланс и водный режим аналогичны одноступенчатым испарителям и отличаются только параметрами первичного пара. Возможно использование в испарителях ступенчатого принципа не только по стороне греющего пара, но и в отношении питания их, т. е. подача всей питательной воды в одну из ступеней, а из нее — во вторую, из которой продувают всю установку. При этом ток воды может быть как в направлении греющего пара, так и в обратном направлении. Последнее решение имеет определенные преимущества с точки зрения чистоты дистиллята. Однако его практически не применяют, так как он требует дополнительного питательного насоса, в то время как в первом случае вода перетекает за счет перепада давлений в ступенях испарителя. Эти три схемы представлены на рис. IX.9, на котором нанесены и основные потоки для составления материального баланса корпусов.

Последовательное питание имеет определенные преимущества в отношении чистоты получаемого дистиллята, так как при этом используется широко известный в котельной технике принцип ступенчатого испарения. В таких установках создают своеобразную внутреннюю продувку, равную паропроизводительности той части, куда подают воду из первого корпуса. Поэтому величина продувки для первого по ходу воды корпуса очень большая и качество продувочной воды практически вдвое лучше, чем во втором корпусе, где оно определяется величиной общей продувки установки.

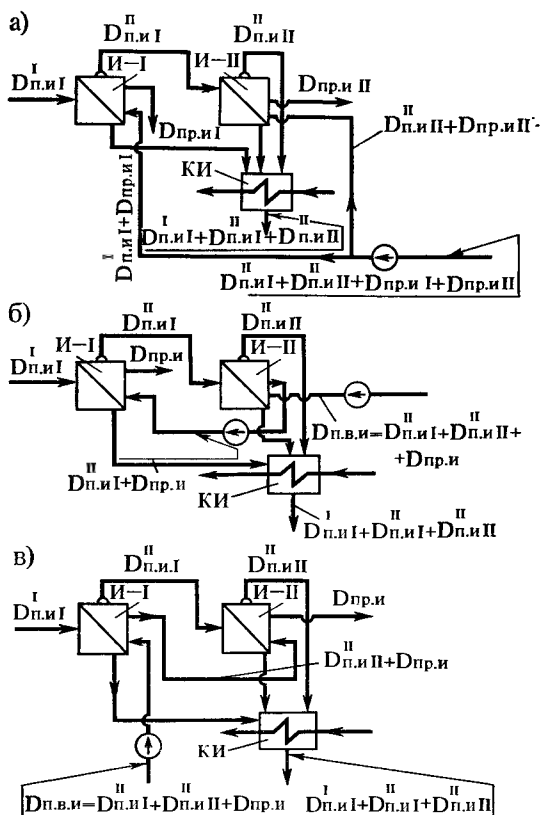


Рис. IX.9. Различные схемы питания двухступенчатой испарительной установки:

- а — параллельное питание обеих ступеней;
 б — последовательное питание обеих ступеней с потоком воды навстречу потоку пара;
 в — последовательное питание обеих ступеней с потоками воды и пара в одном направлении (обозначения см. в подписи к рис. IX.5)

При параллельном питании в обоих корпусах качество продувочной воды одинаково с качеством воды второго корпуса при последовательном питании. Так как качество дистиллята прямо зависит от качества продувочной воды испарителя, то при прочих равных условиях при последовательном питании оно лучше, чем при параллельном. Необходимо, однако, иметь в виду, что при последовательном питании в первом по ходу воды корпусе вся питательная вода догревается до кипения, поэтому при выборе обоих корпусов одинаковыми первый по ходу воды будет иметь несколько меньшую паропроизводительность. Тепловой баланс двухступенчатой испарительной установки при ее последовательном питании по схеме, показанной на рис. IX.9, в, выразится следующими соотношениями;

$$D_{п.н I}^I (i_{п.н I}^I - i_{к.н I}^I) \gamma_{ш} = (D_{п.н I}^{II} + D_{п.н II}^{II} + D_{пр.н}) (i'_{в.н I} - i_{п.в.н}) + D_{п.н I}^{II} (i_{п.н I}^{II} - i'_{в.н I}); \quad (IX.11)$$

$$D_{п.н I}^{II} (i_{п.н I}^{II} - i_{к.н I}^{II}) \gamma_{ш} = D_{п.н II}^{II} (i_{п.н II}^{II} - i'_{в.н II}) + D_{пр.н} (i'_{в.н II} - i'_{в.н I}), \quad (IX.12)$$

здесь $i'_{в.н I}$ и $i'_{в.н II}$ — энтальпии воды при температуре кипения для давлений вторичного пара соответственно первого и второго корпусов испарителя, кДж/кг.

Последний член в правой части (IX.12) отрицательный, так как давление в первом корпусе испарителя больше. При дросселировании воды из первого корпуса во второй выделяется избыточная теплота, за счет которой образуется некоторое дополнительное количество пара (за счет вскипания воды первого корпуса, перегретой по отношению к воде второго корпуса). Из полученных соотношений могут быть определены расходы вторичного пара из обеих ступеней и расход первичного пара из отбора турбины. Расход продувки, как и ранее, должен быть определен на основе расчета водного режима, выполняемого для каждой из ступеней с последующим осреднением общего качества дистиллята по уравнению

$$S_{II} = S_{п.и I} [D_{п.и I}^{II} / (D_{п.и I}^{II} + D_{п.и II}^{II})] + S_{п.и II} [D_{п.и II}^{II} / (D_{п.и I}^{II} + D_{п.и II}^{II})]. \quad (IX.13)$$

Для большей надежности работы схема с последовательным питанием (рис. IX.9, в) должна предусматривать возможность ее переключения на параллельное питание и продувку (рис. IX.9, а), чтобы в случае необходимости можно было работать с включением только одного из корпусов. Это следует учитывать и при выборе питательных насосов испарительной установки по их производительности и напору. Двухступенчатая испарительная установка, тем более с последовательным питанием, имеет большие преимущества перед одноступенчатой и особенно перед двумя отдельными одноступенчатыми установками. Наряду с этим ее недостатком является некоторое усложнение схемы, поэтому к ней следует прибегать только при невозможности ограничиться одной одноступенчатой установкой.

Переход к числу ступеней более двух не может быть рекомендован, так как установка усложняется. Кроме того, минимальный температурный перепад для каждого корпуса испарителя по условиям минимальной стоимости дистиллята составляет 8—12°C, а перепад температур между двумя смежными отборами турбины — 15—30°C, поэтому при трехступенчатом выполнении обычно невозможно бывает включение испарительной установки без энергетических потерь. Тем более это относится к еще большему числу ступеней.

Необходимость в многоступенчатых установках возникает в том случае, когда решающее значение приобретает уменьшение расхода первичного пара. Это относится к установкам, в которых нужно или выпаривать очень большое количество воды (например, продувочная вода реактора одноконтурной АЭС), или получить очень много дистиллята (опреснение сильно минерализованных вод). Такие многоступенчатые испарительные установки уже не могут быть органически связаны с тепловой схемой станции и являются по отношению к ней потребителями пара.

Многоступенчатые испарительные установки для очистки продувочной воды реакторов — это установки спецводоочистки (см. гл. XVI). Установки для опреснения сильно минерализованных вод аналогичны им, но отличаются прежде всего отсутствием радиоактивности. Кроме того, по сравнению с продувочной водой в этих испарителях вода, подаваемая для выпаривания, является холодной, и ее можно подогреть до температуры, близкой к температуре кипения, за счет конденсации вторичного пара последнего корпуса. Это увеличит тепловую экономичность установки, так как в противном случае конденсация пара последней ступени производилась бы технической водой со сбросом ее. Чем меньше паропроизводительность каждого отдельного корпуса при одной и той же общей производительности испарительной установки, тем более вероятна такая схема. Иными словами, осуществление ее возможно только в многоступенчатых испарительных установках с числом ступеней не менее шести.

В испарителях многоступенчатой установки также обычно предусматривается возможность не только последовательного, но и параллельного питания и продувки. Опреснение морских вод производится для питания промышленных установок и питьевого водоснабжения в очень больших масштабах, поэтому приходится устанавливать много (иногда десятки) таких многоступенчатых испарителей.

IX.4. Схемы теплоснабжения и теплофикационные установки

Подача потребителю горячей воды производится для отопления поселка, зданий и помещений АЭС, теплоснабжения калориферов вентиляционных установок, горячего водоснабжения и др. Помещения первого контура и машинный зал отапливаются за счет подогрева приточного воздуха.

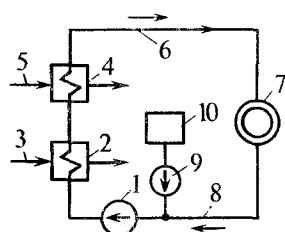


Рис. IX.10. Схема теплоснабжения от АЭС:

- 1 — сетевой насос;
- 2 — основной подогреватель сетевой воды;
- 3 — пар из турбины;
- 4 — пиковый подогреватель сетевой воды;
- 5 — редуцированный пар из парогенерирующей установки или отбора турбины;
- 6 — подающая магистраль сетевой воды;
- 7 — тепловой потребитель;
- 8 — обратная магистраль сетевой воды;
- 9 — подпиточный насос;
- 10 — установка подготовки добавочной воды

Сетевая вода (рис. IX.10) сетевым насосом прокачивается по замкнутому контуру, соединяющему электростанцию с потребителем посредством *подающей и обратной магистралей*. Вода подогревается в основном подогревателе сетевой воды паром из отбора турбины. При низких температурах наружного воздуха сетевая вода дополнительно подогревается в *пиковом подогревателе сетевой воды* за счет теплоты редуцированного пара или отборного пара турбины более высокого давления, чем для основного сетевого подогревателя. Для восполнения потерь сетевой воды предусмотрены подпиточный насос и установка подготовки воды для *подпитки теплосети*. Совокупность оборудования, устанавливаемого на электростанции (поз. 1,2,4,9,10), называют *теплофикационной установкой*.

Подающая и обратная магистрали сетевой воды и относящиеся к ним вспомогательные устройства образуют *тепловую сеть*. Горячую воду, выходящую с электростанции к потребителю, называют *прямой сетевой водой*, а возвращающуюся на станцию — *обратной сетевой водой*.

Отопительная нагрузка (ГДж/ч) зависит от объемов отапливаемых зданий и сооружений;

$$Q_{от} = x_{от} V (t_{возд. вн} - t_{возд. нар}) 10^{-6}, \quad (IX.14)$$

где $x_{от}$ — отопительная характеристика здания, численно равная потерям теплоты в окружающую среду от 1 м³ здания при разности температур 1°C; обычно $x_{от} = (1,2—2,0) 10^3 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{град} \cdot \text{ч)}$; V — объем отапливаемых зданий по наружным размерам, м³; $t_{возд. вн}$ и $t_{возд. нар}$ — температуры воздуха соответственно внутри (обычно 18—20°C) и снаружи помещения.

Для жилых помещений в отопительную нагрузку включают теплоту, теряемую при проветривании. При снижении температуры наружного воздуха расход теплоты на отопление увеличивается.

При определении максимальной отопительной нагрузки было бы неверно исходить из абсолютного минимума $t_{\text{возд.нар.}}$ ввиду кратковременности ее стояния. Поэтому при расчетах исходят из так называемой расчетной температуры $t_{\text{возд.расч.от}}$ наружного воздуха по отоплению, определяемой как средняя температура наиболее холодной пятидневки из четырех наиболее холодных зим за последний двадцатипятилетний период. Значение $t_{\text{возд.расч.от}}$ нормировано для различных районов страны. Таким образом, *максимальная отопительная нагрузка*

$$Q_{\text{от. макс}} = x_{\text{от}} V (t_{\text{возд. вн}} - t_{\text{возд. расч. от}}) 10^{-6}. \quad (\text{IX.14a})$$

Расход сетевой воды для отопления $G_{\text{от}}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$) и ее температуры $t_{\text{пр}}$, $t_{\text{обр}}$, ($^{\circ}\text{C}$) в подающей магистрали и за отопительными приборами связаны с тепловой мощностью потребителя:

$$Q_{\text{от}} = G_{\text{от}} c_p (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}) \eta_{\text{т.с}} \cdot 10^{-6}, \quad (\text{IX.15})$$

где c_p — теплоемкость воды, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{град})$; $\eta_{\text{т.с}}$ — к.п.д. тепловой сети, равный 0,90—0,95.

Если тепловая нагрузка меняется за счет изменения $G_{\text{от}}$, то такое регулирование режима тепловой сети называют *количественным*. В тех случаях, когда изменяются температуры прямой и обратной воды, регулирование называют *качественным*. В СССР количественное регулирование тепловой сети принято лишь в весьма узком диапазоне температур наружного воздуха (от $+2^{\circ}\text{C}$ до $+10^{\circ}\text{C}$), в остальном интервале температур — качественное регулирование.

Температуры сетевой воды для отопления, соответствующие максимальной тепловой нагрузке, стандартизованы и принимаются равными $t_{\text{пр. макс}} = 130^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{обр. макс}} = 70^{\circ}\text{C}$ для тепловых сетей небольшой протяженности (например, для теплоснабжения АЭС и ее поселка) и $t_{\text{пр. макс}} = 150^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{обр. макс}} = 70^{\circ}\text{C}$ — для городских теплосетей.

Количество циркулирующей воды ($\text{м}^3/\text{ч}$) в теплосети

$$G_{\text{от}} = Q_{\text{от. макс}} \cdot 10^6 / [c_p (t_{\text{пр. макс}} - t_{\text{обр. макс}}) \eta_{\text{т.с}}], \quad (\text{IX.15a})$$

Для установления связи между температурой наружного воздуха и температурой сетевой воды соотношения (IX.14) и (IX.15) должны быть дополнены уравнением теплопередачи от отопительных приборов к воздуху внутри помещения. Количество передаваемой теплоты от приборов отопления к воздуху пропорционально разности между средней температурой отопительных приборов $t_{\text{от.пр}}$ и значением $t_{\text{возд.вн}}$, т. е. $Q_{\text{от}} = A'(t_{\text{от.пр}} - t_{\text{возд.вн}})$. В свою очередь средняя температура в приборах пропорциональна среднеарифметической температуре сетевой воды $(t_{\text{пр}} + t_{\text{обр}})/2$. Таким образом,

$$Q_{\text{от}} = A''[(t_{\text{пр}} + t_{\text{обр}})/2 - t_{\text{возд. вн}}]. \quad (\text{IX.16})$$

Так как (IX.14), (IX.15) и (IX.16) практически линейны относительно $t_{\text{возд.нар.}}$, $t_{\text{пр}}$ и $t_{\text{обр}}$, то величины $t_{\text{пр}}$ и $t_{\text{обр}}$ выражаются через $t_{\text{возд.нар.}}$ также линейной зависимостью, представленной на рис. IX.11.

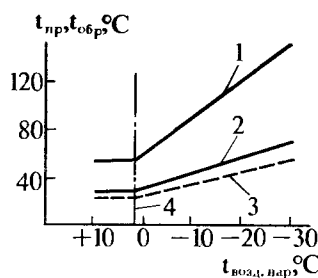


Рис. IX.11. Температурный график теплосети:

- 1 — температура прямой сетевой воды;
2 — температура обратной сетевой воды для отопления;
3 — температура обратной сетевой воды для вентиляции;
4 — граница качественного регулирования

Теплопотребление калориферами вентиляционной установки

$$Q_{\text{вент}} = mVc_p(t_{\text{возд. вн}} - t_{\text{возд. нар}})10^{-6}, \quad (\text{IX.17})$$

где m — кратность обмена воздуха, об/ч; c_p — теплоемкость воздуха, кДж/(м³·град).

Величина кратности обмена воздуха зависит от назначения вентилируемого помещения. Для сооружений АЭС выбор величины m рассмотрен в гл. XV; для общественно-бытовых помещений он определяется санитарными нормами.

Минимальную температуру наружного воздуха, на которую рассчитывают тепловую мощность калориферов вентиляционных установок, называют расчетной температурой наружного воздуха по вентиляции $t_{\text{возд. расч. вент}}$. Для общественно-бытовых помещений и некоторых производств $t_{\text{возд. расч. вент}} > t_{\text{возд. расч. от}}$; при $t_{\text{возд. нар}} < t_{\text{возд. расч. вент}}$ предусматривают уменьшение кратности обмена воздуха. Для АЭС уменьшение кратности не делают, а расчетные температуры наружного воздуха по отоплению и вентиляции совпадают, т. е. $t_{\text{возд. расч. от}} = t_{\text{возд. расч. вент}}$. В этом случае максимальная тепловая нагрузка по вентиляции

$$Q_{\text{вент. макс}} = mV(t_{\text{возд. вн}} - t_{\text{возд. расч. от}})10^{-6}. \quad (\text{IX.18})$$

Температурный график сетевой воды для вентиляционных установок отличается от графика для отопления более низкой температурой обратной воды за калориферами; $t_{\text{обр. вент}} < t_{\text{обр. от}}$ (рис. IX.11), из-за того что в них нагревается наружный воздух, более холодный, чем в помещениях.

Расход сетевой воды на нужды вентиляционных установок (м³/ч)

$$G_{\text{вент}} = Q_{\text{вент. макс}} \cdot 10^6 / [c_p(t_{\text{пр. макс}} - t_{\text{обр. вент. макс}}) \eta_{\text{т.с}}]. \quad (\text{IX.19})$$

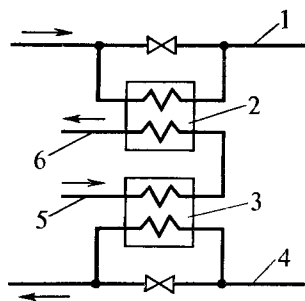


Рис. IX.12. Схема включения подогревателей для горячего водоснабжения:

- 1 и 4 — прямая и обратная сетевая вода;
2 и 3 — подогреватели на прямой и обратной сетевой воде;
5 и 6 — подвод и отвод водопроводной воды

Сетевая вода может также использоваться для нужд горячего водоснабжения. При этом расход теплоты

$$Q_{\text{гор.в}} = n(C/24) c_p (t_{\text{гор.в}} - t_{\text{в}}) 10^{-6}, \quad (\text{IX.20})$$

где n — число жителей; C — среднесуточная норма горячей воды на одного человека, кг/(сут.чел); $t_{\text{гор.в}}$ и $t_{\text{в}}$ — температуры горячей и водопроводной воды, °C.

На рис. IX.12 приведена схема *закрытого горячего водоснабжения*. Водопроводная вода с температурой $t_{\text{в}}$ сначала нагревается в теплообменнике 3 обратной сетевой воды до промежуточной температуры $t_{\text{обр}} - \delta t$, где δt — температурный напор на «горячем» конце теплообменника, а затем догревается прямой сетевой водой в теплообменнике 2 до температуры $t_{\text{гор.в}} = 65^\circ\text{C}$. Количество теплоты, отводимое от обратной сетевой воды в теплообменнике 3,

$$Q'_{\text{гор.в}} = Q_{\text{гор.в}} (t_{\text{обр}} - \delta t - t_{\text{в}}) / (t_{\text{гор.в}} - t_{\text{в}}). \quad (\text{IX.21})$$

Снижение температуры обратной сетевой воды

$$\Delta t_{\text{обр}} = Q'_{\text{гор.в}} \cdot 10^6 / (G_{\text{сет}} c_p),$$

где $G_{\text{сет}}$ — общий расход сетевой воды, м³/ч.

Максимальная мощность теплофикационной установки

$$Q_{\text{тепл. уст. макс}} = (Q_{\text{от. макс}} + Q_{\text{вент. макс}} + Q_{\text{гор.в. макс}}) / \eta_{\text{т.с}}. \quad (\text{IX.22})$$

Температура прямой сетевой воды у всех потребителей одинакова. Температура обратной сетевой воды определяется балансом смешения:

$$t_{\text{обр}} = [(t_{\text{обр. от}} G_{\text{от}} + t_{\text{обр. вент}} G_{\text{вент}}) / (G_{\text{от}} + G_{\text{вент}})] - \Delta t_{\text{обр}}.$$

Суммарный расход сетевой воды определяется по режиму максимального теплопотребления:

$$G_{\text{сет}} = Q_{\text{тепл. уст. макс}} \cdot 10^6 / [c_p (t_{\text{пр. макс}} - t_{\text{обр. макс}}) \eta_{\text{т.с}}]. \quad (\text{IX.23})$$

Этот расход остается постоянным во всем интервале температур качественного регулирования.

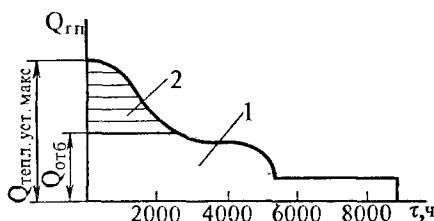


Рис. IX.13. Распределение тепловых нагрузок между редуцированным и отборным паром:

1 — тепловая нагрузка, покрываемая отборным паром;
2 — тепловая нагрузка, покрываемая редуцированным паром

Распределение подогрева сетевой воды между основным и пиковым подогревателями характеризуется *коэффициентом теплофикации* и обозначается

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}} = Q_{\text{отб}} / Q_{\text{тепл. уст. макс}} \quad (\text{IX.24})$$

Оптимальное значение $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ определяется из технико-экономических расчетов, учитывающих, что недогрузка отборов в период, когда $t_{\text{возд. пар}} > t_{\text{возд. расч. от}}$, приводит к снижению экономичности работы турбины. Поэтому из отборов покрывают лишь ту часть тепловой нагрузки $Q_{\text{отб}}$, которая требуется потребителю большую часть времени: нагрузку сверх этой величины покрывают за счет редуцирования острого пара (рис. IX.13), если она невелика. Если пиковая нагрузка значительна, то для покрытия ее целесообразнее использовать пиковые водогрейные котельные, работающие на органическом топливе, обычно на газе или мазуте.

Схемы и состав оборудования теплофикационных установок существенно зависят от их назначения и тепловой мощности. Установки, предназначенные для покрытия собственных нужд АЭС и ее жилого поселка, рассчитывают на 60—120 ГДж/ч. На станции монтируют две-три такие установки, из которых одна резервная. Их влияние на тепловую экономичность невелико, поэтому при проектировании этих установок прежде всего стремятся к их упрощению. Схемы их включения показаны далее на рис. XVIII.3, XVIII.4, XVIII.5 Из схем видно, что установки обычно двухступенчатые. Конденсат греющих паров сливается каскадом и поступает в ПНД с более низким давлением пара.

Распределение теплосъема между основными и пиковым подогревателями существенно зависит от нагрузки турбины. При расчетных температурах сетевой воды 130°C нагрузка основного подогревателя в режиме максимального отпуска теплоты изменяется от 65% при номинальной электрической мощности до 45% при электрической мощности, равной 70% от номинальной. Регулирование температуры осуществляется пропуском части воды по байпасам.

На всю станцию обычно устанавливают одну группу сетевых насосов, общее количество которых зависит от расхода сетевой воды. Независимо от числа насосов предусматривают один резервный той же производительности, что и рабочие (т. е. не менее двух насосов: один рабочий и один резервный). Два подпиточных насоса должны иметь одинаковую производительность, а резервный — подключаться автоматически.

Напор сетевых и подпиточных насосов определяется гидравлическим расчетом. Для восполнения потерь, превышающих расчетные, что, например, имеет место при разрыве труб, предусматривают аварийный подвод водопроводной воды для подпитки теплосети.

Тепловой баланс сетевых подогревателей

$$D_{\text{п.с.п}} (i_{\text{п.с.п}} - i_{\text{к.с.п}}) \tau_{\text{с.п}} = G_{\text{сет}} c_p (t''_{\text{сет}} - t'_{\text{сет}}), \quad (\text{IX.25})$$

где $D_{\text{п.с.п}}$ — расход греющего пара на подогреватели сетевой воды, т/ч; $i_{\text{п.с.п}}$ и $i_{\text{к.с.п}}$ — энтальпии греющего пара и его конденсата, кДж/кг; $\tau_{\text{с.п}} = 0,99—0,995$ — к.п.д. сетевого подогревателя, учитывающий потерю теплоты в окружающую среду; $t'_{\text{сет}}$ и $t''_{\text{сет}}$ — температуры сетевой воды на входе и выходе из подогревателя, °C.

В режиме максимальной нагрузки температура воды на входе и выходе из основного подогревателя

$$t'_{\text{сет}} = t_{\text{обр. макс}}; \quad (\text{IX.26})$$

$$t''_{\text{сет}} = [\alpha_{\text{ТЭЦ}} Q_{\text{тепл. уст. макс}} / (G_{\text{сет}} c_p)] + t_{\text{обр. макс.}} \quad (\text{IX.27})$$

В этом же режиме температура на выходе из пикового подогревателя равна $t_{\text{пр. макс.}}$. Дополнительно должна быть определена температура воды между первым и вторым основными сетевыми подогревателями. Наиболее целесообразен равный подогрев воды в обеих ступенях, так же как и в регенеративной системе. В этом случае искомая температура равна среднеарифметической из значений (IX.26) и (IX.27).

Сетевые подогреватели изготавливают только поверхностного типа, так как сетевая вода, как правило, по качеству хуже основного конденсата. Для трубок подогревателей на двухконтурных АЭС используют обычно латунь, а на одноконтурных АЭС — аустенитные нержавеющие стали. Сетевые подогреватели являются пароводяными теплообменными аппаратами. Конструктивно сетевые подогреватели могут быть не только вертикальными, но и горизонтальными, так как в них в отличие от испарителей по стороне обогреваемой среды пар не образуется, паровой объем не требуется и подогреватель может быть сделан очень компактным.

Вертикальные сетевые подогреватели, обогреваемые паром, по конструкции аналогичны охладителю выпара (см. рис. VI.9). Их характеристики приведены в табл. IX.2. Горизонтальный сетевой подогреватель, обогреваемый паром, аналогичен конденсаторам турбин, но, учитывая более высокие температуры среды в нем, принимают меры для компенсации температурных удлинений: одна из трубных досок делается подвижной со свободным перемещением связанной с ней поворотной камеры при удлинении трубок. В подогревателях, имеющих пар как греющую среду, необходима организация отсоса паровоздушной смеси, аналогично тому, как это осуществляется в регенеративных подогревателях. Конструкция сетевых подогревателей горизонтального типа пригодна также для так называемых технологических конденсаторов.

Горизонтальные и вертикальные сетевые подогреватели хорошо komponуются в машинном зале. Трубки подогревателей ввальцовывают в трубные

Таблица IX.2 Характеристика вертикальных сетевых подогревателей Саратовского завода с латунными трубками

Тип	Поверхность нагрева, м ²	Параметры греющего пара		Параметры сетевой воды			Расход сетевой воды, т/ч	Наружные размеры корпуса, мм	
		давление, МПа	температура, °С	давление, МПа	температура на входе, °С	температура на выходе, °С		диаметр	полная высота
ПСВ-45-7-15	45	0,7	400	1,5	70	150	90	720	4500
ПСВ-53-7-15	63	0,7	400	1,5	70	150	120	816	4860
ПСВ-90-7-15	90	0,7	400	1,5	70	150	175	1020	5160
ПСВ-125-7-15	125	0,7	400	1,5	70	150	250	1020	5160
ПСВ-200-7-15	200	0,7	400	1,5	70	150	400	1232	5400
ПСВ-315-3-23	315	0,3	400	2,3	70	120	725	1544	7150
ПСВ-315-14-23	315	1,4	400	2,3	70	150	1130	1544	7150
ПСВ-500-3-23	500	0,3	400	2,3	70	120	1150	1644	7350
ПСВ-500-14-23	500	1,4	400	2,3	70	150	1800	1644	7350

доски. Перепад давлений по обе стороны трубок обычно больше, чем в конденсаторе, поэтому необходимо считаться с возможностью присоса воды теплосети в местах вальцовок в конденсат греющего пара. Присос из-за коррозии самих трубок в сетевых подогревателях практически отсутствует, так как охлаждающая их вода далеко не так агрессивна, как в конденсаторах.

Для снижения коррозионной агрессивности воды теплосети свободный кислород, содержащийся в ее подпиточной воде, стремятся связать. Для этого может быть применена гидразинная обработка воды, однако она дорога, а главное — гидразин токсичен и не может быть рекомендован для применения вне системы станции, поэтому для связывания свободного кислорода используют более дешевое сульфитирование. При этом солесодержание воды несколько повышается, но так как доля подпиточной воды невелика и в тепловой сети имеется продувка, то применение этого метода себя оправдывает. Избыток сульфита не должен превышать 2 мг/кг.

Обычно расход подпиточной воды составляет до 1% емкости всей системы тепловой сети (вместе с присоединенными потребителями). Для обеспечения безнакипной работы сетевых подогревателей и уменьшения вредного действия присосов сетевой воды в основной конденсат подпиточная вода должна проходить умягчение. Более глубокая химическая обработка, например обессоливание, не может быть оправдана ввиду высокой стоимости и отсутствия ее необходимости. Но если применен промежуточный контур теплосети (см. рис. IX.1), то он должен работать на обессоленной воде с периодической продувкой, необходимой для предотвращения накопления в воде продуктов коррозии. Восполнение этой продувки также требует обессоленной воды.

Работа теплосети на необработанной технической воде недопустима, так как в сравнении с конденсационными установками в теплофикационных имеют место более высокие температуры (т. е. более вероятно выпадение накипи), а сам расход воды, подлежащей обработке, во много раз меньше. Необходимость умягчения сетевой воды должна быть учтена и при проектировании химического цеха, в частности при выборе производительности Н-катионитовых фильтров обессоливающей установки и дополнении ее Na-катионитовыми фильтрами.

Рассмотренные схемы предусматривают включение теплофикационных установок в состав атомной станции конденсационного типа. Тепловая мощность таких установок относительно незначительна. Кроме того, она ограничивается задачами отопления только самой станции и прилегающего поселка. Для промышленного теплоснабжения и отопления крупного жилого района от атомной электростанции необходима разработка атомной ТЭЦ с регулируемые мощными теплофикационными отборами (обычно двумя отборами). Такая ТЭЦ могла бы отпускать, например, пар с давлением 1,5 МПа и горячую воду с температурой до 200°C.

Сооружение АТЭЦ целесообразно для нагрузок 2000 ГДж/ч и выше. В принципе для нее может быть использована схема с любым реактором. Однако для максимально возможного приближения АТЭЦ к тепловым потребителям должны быть приняты такие компоновочные решения, которые сделали бы возможным отказ от санитарно-защитной зоны. При рассмотрении целесообразности ядерного топлива для централизованного теплоснабжения кроме комбинированной выработки тепла и электроэнергии возможна и отдельная выработка — получение электроэнергии от мощных конденсационных электростанций, а тепла — от атомных котельных, использующих низкопотенциальные атомные реакторы. Вопросы эти находятся в стадии разрешения и безусловным при этом должен быть технико-экономический подход.

РЕАКТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

X.1. Состав реакторной установки *

В реакторную установку входят прежде всего основной, или главный, *реакторный контур*, под которым понимается реактор, и связанный с ним *контур циркуляции теплоносителя*. К реакторной установке относится также ряд вспомогательных систем, объединяемых вместе с реакторным контуром понятием *первого контура*: системы компенсации объема (в отсутствие парообразования теплоносителя), очистки воды реактора, подпитки и расхолаживания реактора, дренажей, воздушников и газовых сдувок.

Системы газового заполнения кладки реактора (при использовании графита в качестве замедлителя), бассейны выдержки и перегрузки топлива и системы периодической дезактивации реакторной установки также являются составными частями реакторной установки.

X.2. Главный циркуляционный контур и пути развития реакторных установок

Центром главного циркуляционного контура, определяющим его характеристики и конструктивное оформление и необходимое оборудование, входящее в состав контура, является реактор. Именно с такой точки зрения он и рассматривается далее.

Различают *тепловую мощность реактора*, размерность которой обычно обозначается как МВт (т), и *электрическую мощность реактора* — МВт (эл), или просто МВт. Отношение электрической и тепловой мощности реактора есть *коэффициент полезного действия атомной электростанции* (к. п. д.).

Развитие теплоэнергетики идет в направлениях увеличения единичных мощностей, блочного исполнения парообразователя и паровой турбины и повышения параметров. Первые два позволяют снизить стоимость установленного киловатта за счет снижения удельной стоимости оборудования и сокращения габаритов установки и объема зданий, укрупнения вспомогательного оборудования и уменьшения стоимости монтажа. Повышение параметров пара на любой тепловой электростанции, в том числе и атомной, всегда приводит к росту к.п.д. станции $\eta_{ст}$, от которого зависит расход топлива. Для обычных тепловых электростанций эта зависимость однозначна — уве-

* Рассматриваются установки с водным теплоносителем. Реакторные установки с другими теплоносителями описываются в гл. XX.

личение к.п.д. всегда уменьшает расход топлива. Для АЭС расход ядерного горючего с ростом параметров пара может увеличиться, если возникнет необходимость использования для активной зоны конструкционных материалов с большим сечением захвата. В самом деле, расход ядерного горючего зависит от произведения $K\eta_{ст}$ [см. формулу (IV.70a)], причем с ростом параметров $\eta_{ст}$ увеличивается, а глубина выгорания K при переходе от циркониевых сплавов к жаростойким материалам уменьшается. В результате с ростом параметров пара произведение $K\eta_{ст}$ в (IV.70a) может уменьшиться, а расход ядерного горючего — увеличиться. В связи с этим выбор параметров АЭС требует комплексного рассмотрения. Так как отечественные реакторы с водным теплоносителем изготавливают в двух вариантах — корпусном и канальном, то необходимо сопоставить возможности этих реакторов в реализации основных направлений развития теплотехники.

Снижение стоимости установленного киловатта в связи с укрупнением мощности основных агрегатов предполагает прежде всего увеличение единичной мощности реактора. Для корпусного варианта в настоящее время в мире осуществлена единичная мощность свыше 1000 МВт.

Существуют проекты (США) двухконтурных атомных станций с реактором корпусного типа для мощности порядка 2500 МВт, с корпусом диаметром около 7 м, с толщиной стенки корпуса 350 мм (транспортировка предполагается водным путем). Техническая возможность изготовления такого корпуса не означает еще целесообразности его применения. По-видимому, для корпусного реактора мощность 1600 МВт предельная (в условиях транспорта корпуса по железным дорогам).

Увеличение единичной мощности реакторов с водой под давлением обязательно должно сопровождаться укрупнением основного и вспомогательного тепломеханического оборудования — циркуляционных трубопроводов, парогенераторов, турбогенераторов, циркуляционных и питательных насосов и др.

Из табл. X.1 видно, что рост единичной мощности реактора достигается не только за счет большего диаметра корпуса реактора, что позволяет увеличить диаметр активной зоны, но и за счет повышения средних тепловых нагрузок. Большое значение имеет также использование *борного регулирования*. Жидкий поглотитель уменьшает неравномерность тепловыделений в активной зоне, что позволяет в тех же габаритах повышать ее мощность. При этом медленные эффекты компенсируются за счет равномерно распределенного в воде бора (в виде борной кислоты) и только быстрые эффекты компенсируются за счет стержней *системы управления и защиты реактора* (СУЗ), требующихся в меньшем количестве.

Реактор ВВЭР-210 был первым отечественным промышленным реактором типа ВВЭР (1-й блок НВАЭС). Его эксплуатация позволила в корпусе того же размера создать реактор ВВЭР-365 (2-й блок НВАЭС), послуживший переходной ступенью, на основе которой были разработаны серийный реактор ВВЭР-440 (3-й и 4-й блоки НВАЭС, сооружены также в ряде других районов СССР и за рубежом) и серийный реактор ВВЭР-1000, первый экземпляр которого предназначен для 5-го блока НВАЭС. В настоящее время промышленность выпускает именно эти два типа серийных реакторов ВВЭР, причем на основе унифицированного оборудования для ВВЭР-1000 возможен выпуск ВВЭР-500.

Заводское изготовление безусловно способствует повышению надежности работы. Между тем именно корпус реактора, находящийся под воздействием нейтронного облучения, требует к себе наибольшего внимания. Первые реакторы типа ВВЭР сооружались таким образом, что исключалась возможность периодического контроля металла корпуса, требующаяся по правилам Госгортехнадзора для сосудов, работающих под давлением.

Таблица X.1. Развитие реакторов типа ВВЭР

Основные характеристики	ВВЭР-210	ВВЭР-365	ВВЭР-440	ВВЭР-500	ВВЭР-1000
Электрическая мощность, МВт	210	365	440	500	1000
Давление в корпусе реактора, МПа	10,0	10,5	12,5	16,0	16,0
Температура воды на входе в реактор, °С	252	252	268	289	289
Температура воды на выходе из реактора, °С	273	280	301	322	322
Подогрев воды в реакторе, °С	21	28	33	33	33
К. п. д. брутто, %	27,6	27,6	32,0	33,0	33,0
К. п. д. нетто, %	25,5	25,7	29,7	31,5	31,5
Давление перед турбиной, МПа	2,9	2,9	4,4	6,0	6,0
Расход воды через реактор, м³/ч	36 500	49 500	39 000	38 000	76 000
Число петель главного реакторного контура, шт.	6	8	6	2	4
Производительность главного циркуляционного насоса, м³/ч	6,1·10³	6,2·10³	6,5·10³	19·10³	19·10³
Диаметр корпуса, м	3,8	3,84	3,84	4,50	4,50
Высота корпуса, м	11,14	11,80	11,80	8,10	10,85
Скорости воды, м/с:					
в главных трубопроводах	7,7	10,0	9,6	9,8	9,3
во входных патрубках	9,3	10,0	9,6	9,8	9,3
в опускной системе	4,7	8,9	8,0	4,0	6,3
в активной зоне	2,8	4,0	3,5	3,1	5,3
Средние тепловые нагрузки, кДж/(м²·ч)	770·10³	1500·10³	1580·10³	1700·10³	2270·10³
Высота активной зоны, м	2,5	2,5	2,5	2,5	3,5
Условный (эквивалентный) диаметр активной зоны, м	2,88	2,88	2,88	3,2	3,2
Диаметр стержневого ТВЭЛа, мм	10,2	9,1	9,1	9,1	9,1
Число стержней в каскаде, шт.	90	126	126	331	331
Число кассет в активной зоне, шт.	343	349	349		151
Число механизмов регулирования, шт.	37	73	37		109
Наличие борного регулирования	Нет	Осуществляется, но проектом не было предусмотрено	Есть	Есть	Есть
Материал оболочек ТВЭЛов	Циркониевый сплав с 1% Nb	Циркониевый сплав с 1% Nb	Циркониевый сплав с 1% Nb	Циркониевый сплав с 1% Nb	Циркониевый сплав с 1% Nb

Основные характеристики	ВВЭР-210	ВВЭР-365	ВВЭР-440	ВВЭР-500	ВВЭР-1000
Средняя глубина выгорания, МВт·сут/кг	13	27	28,6	26—40	26—40
Средняя удельная напряженность активной зоны, кВт/л	46	80	83	111	111
Среднее обогащение топлива, %	2,0	3,0	3,5	3,3—4,4	3,3—4,4

В современных конструкциях такая возможность предусмотрена: так (рис. X.1), между сухой защитой и корпусом реактора имеется свободное пространство с шириной сечения 720 мм. На этом же рисунке видна сухая защита, заменившая ранее использовавшийся для этой цели кольцевой во-

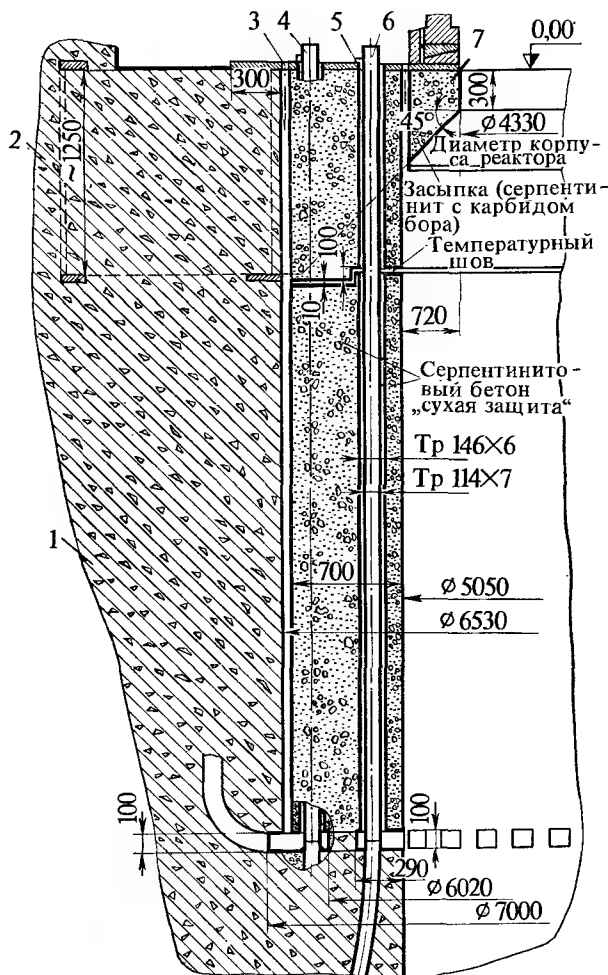


Рис. X.1. Сухая защита корпуса реактора (взамен кольцевого бака), выполненная с доступом для осмотра корпуса реактора:

- 1 — обычный бетон;
- 2 — несущая часть опоры реакторного корпуса;
- 3 — подача воздуха (тепловой барьер между обычным и серпентинитовым бетоном);
- 4 — труба для передвижения противовеса приводов ионизационной камеры;
- 5 — кольцевое сечение для прохода воздуха, охлаждающего серпентинитовый бетон;
- 6 — труба для опускания привода ионизационной камеры;
- 7 — опоры реакторного корпуса

дяной бак, который подвергался постепенному коррозионному разрушению с протечками радиоактивной воды. Ремонт водяного бака и его замена были практически невозможны. Для сухой защиты использован серпентитовый бетон, хорошо удерживающий влагу (и, следовательно, водород) и защищающий реактор от утечек нейтронов. От возможных повышений температуры его защищает воздушное охлаждение 5. Кроме того, учитывая различие в коэффициентах расширения, на границе между обычным и серпентитовым бетоном создается тепловой барьер за счет системы воздухоохлаждаемых труб 3.

Реакторы одноконтурных АЭС могут быть как корпусного типа (США), так и канального (СССР). В корпусном варианте замедлитель и теплоноситель не разделены, поэтому процент парообразования влияет не только на свойства теплоносителя, но и на свойства замедлителя, что ограничивает допустимую кратность циркуляции. Применение кипящего реактора корпусного типа ограничивает единичную мощность реактора.

В противоположность этому канальный вариант реактора не ставит ограничений по развитию единичной мощности, хотя и не исключает применения сосудов большого диаметра — барабанов-сепараторов, объединяющих параллельные каналы как по распределению воды, так и по выдаче пароводяной смеси и ее осушке. Эти корпуса легкодоступны для осмотра, а главное — не находятся под влиянием нейтронного потока.

В канальном варианте замедлитель и теплоноситель разделены, поэтому процент парообразования влияет только на свойства теплоносителя и ограничивается только надежностью теплообмена, но не физикой реактора, как в корпусном варианте. Реактор канального типа может быть использован как в составе двухконтурной АЭС (первая очередь Белоярской АЭС), так и в одноконтурной (вторая очередь Белоярской АЭС).

Канальный вариант принят также во всех реакторах Канады с тяжеловодным замедлителем. В этих двухконтурных реакторах теплоносителем также является тяжелая вода. Высокая стоимость тяжелой воды особенно сказывается с ростом единичной мощности реактора, так как увеличивается ее расход на заполнение системы первого контура. Это побудило к переходу в реакторах Канады в последние годы к исполнению их одноконтурными, с использованием в качестве теплоносителя обычной кипящей воды и сохранением тяжелой воды только в качестве замедлителя.

Большая перспективность канального варианта не означает бесперспективности двухконтурных атомных станций с водо-водяными реакторами и нецелесообразности их дальнейшего совершенствования. Необходимо иметь в виду, что эти реакторы к настоящему времени наиболее освоены и надежны; по стоимости оборудования и габаритам они предпочтительнее; единичная наибольшая мощность находящихся в эксплуатации реакторов с водным теплоносителем приходится именно на их долю.

В качестве одного из путей развития теплоэнергетики ранее указывалось повышение параметров пара для увеличения термического к.п.д. станции. Тепловая экономичность АЭС пока еще невелика, а для станций с водоохлаждаемыми реакторами она наименьшая и, по существу, не может быть сколько-нибудь значительно увеличена. Из рис. X.2 видно, что значительное количество теплоты выводится из цикла в конденсаторах турбин, что справедливо и для одноконтурных АЭС. Уменьшение этого потока возможно за счет развития системы регенеративного подогрева. Для двухконтурных АЭС этот путь практически исчерпан. Для одноконтурных АЭС, в которых пока не используются ПВД (см. гл. XVIII), этот путь может быть реализован.

Возможно повышение тепловой экономичности также и за счет углубления вакуума, так как практически при том же отводе теплоты в конденсаторе уве-

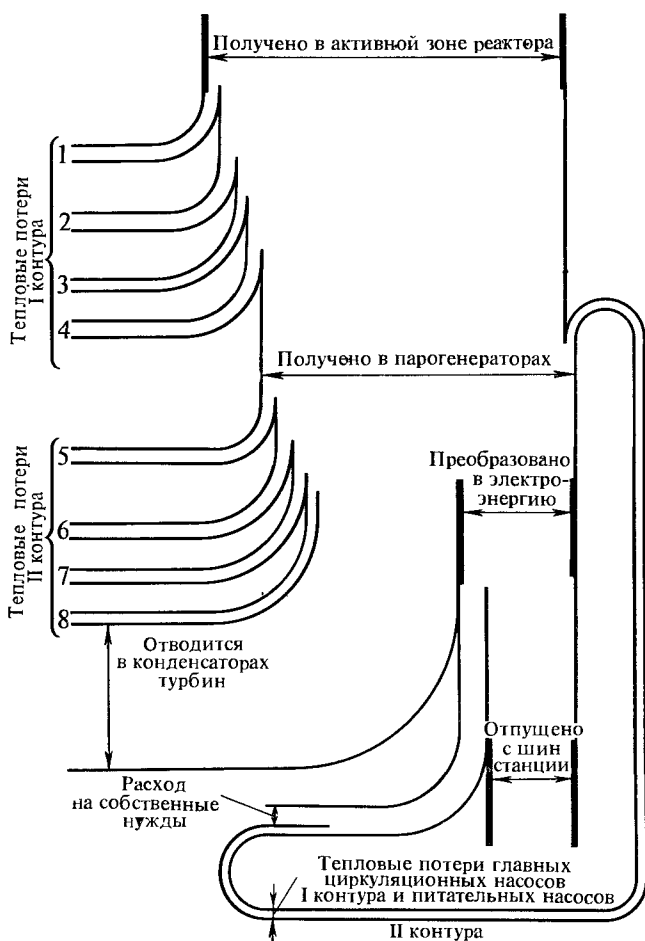


Рис. X.2. Тепловой баланс двухконтурной атомной электростанции с водо-водяным реактором

Тепловые потери I контура:
 1 — трубопроводов;
 2 — шахты реактора;
 3 — в кольцевой защите;
 4 — с продувкой.

Тепловые потери II контура:
 5 — парогенераторов;
 6 — трубопроводов;
 7 — с продувкой;
 8 — с утечкой пара

личивается располагаемый перепад теплоты. Для турбин на насыщенном паре этот путь нереален по причинам, изложенным в гл. XII. Существует и еще один путь повышения тепловой экономичности, непосредственно связанный с реакторной установкой, — повышение начальных параметров пара. В этом отношении наиболее перспективными являются АЭС с жидкометаллическим и высокотемпературным газовым теплоносителями (см. гл. XX). Для турбин на насыщенном паре влияние повышения начального давления на термический к. п. д. при неизменном давлении за турбиной (0,004 МПа) показано на рис. X.3. С ростом давления насыщенного пара к. п. д. вначале возрастает, достигая максимального значения при давлениях 16,5—17,0 МПа, а затем снижается. Обращает на себя внимание наибольшая зависимость к. п. д. от давления, проявляющаяся до $p = 7,5$ МПа. С дальнейшим ростом давления эта зависимость становится слабее. Так, при изменении давления насыщенного пара с 3,0 до 7,0 МПа термический к. п. д. цикла меняется

примерно на 5%, а при повышении давления от 7,0 до 15,0 МПа — всего на 2%. Между тем температуры насыщения растут — соответственно от 236 до 284°C и от 284 до 340°C. В канальном варианте стенка технологического канала находится под перепадом давления, поэтому повышение давления в реакторе приводит к росту толщины стенки канала и к введению в активную зону такого количества циркония, которое может привести к неблагоприятному балансу нейтронов. Это ограничивает давление в реакторе канального типа. В корпусном варианте стенка технологического канала не испытывает перепада давления и давление в реакторе может быть допущено существенно большим, большей может быть и температура теплоносителя.

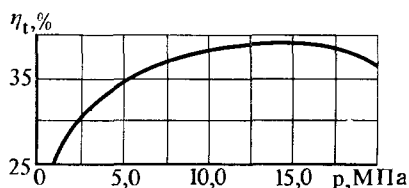


Рис. X.3. Абсолютный термический к. п. д. для турбины на насыщенном паре в зависимости от начального давления

Так, в канальном реакторе РБМК принято $p = 7,0$ МПа и температура 285°C (табл. X.2), а в реакторе ВВЭР $p = 16,0$ МПа и температура 330°C (см. табл. X.1).

Для реактора одноконтурной станции, выдающего насыщенный пар на турбину, важно установить не только рабочее давление, но и выбрать влажность выдаваемого пара. Если влажность пара при давлении 7,0 МПа будет равна 0,02%, то потеря в располагаемом перепаде теплоты составит 0,29 кДж/кг; при влажности пара 0,2% эта потеря будет 2,9 кДж/кг, т. е. менее 0,5% от располагаемого перепада теплоты. Можно считать эту величину влажности пара предельно допустимой, принимая за расчетную влажность насыщенного пара после реактора 0,1%.

Одноконтурная схема атомной станции позволяет снизить стоимость установленного киловатта, так как отсутствуют парогенераторы и упрощается остальное оборудование главного циркуляционного контура, а давление в реакторе практически равно рабочему давлению пара. Однако радиоактивность всей станции при такой схеме является существенным ее недостатком. Кроме того, удорожаются конструкционные материалы ПНД. В результате стоимость установленного киловатта и цена выработанного 1 кВт·ч при корпусном выполнении обоих типов АЭС оказываются примерно равными.

Если турбина на насыщенном паре должна работать в системе двухконтурной станции с реактором корпусного типа, то для выбора параметров пара приходится исходить из предельных значений давления, на которое может быть рассчитан корпус реактора. К настоящему времени такое давление составляет 16,0 МПа. В условиях недогрева в реакторе до кипения и необходимого перепада температур в парогенераторе давление перед турбиной будет 6,0 МПа; при давлении в реакторе 10,0 МПа давление перед турбиной — 2,9 МПа (см. табл. X.1). Из этой таблицы следует, что повышение давления в реакторах типа ВВЭР — один из путей их развития, приводящий к росту тепловой и общей экономичности АЭС с ВВЭР.

Повышение давления у турбины облегчает конструирование более мощных машин. Наряду с этим повышение давления в реакторе потребовало изменения некоторых технических решений. Так, вместо плоской крышки пришлось применить сферическую, изменились конструкции уплотнений и др. Важнейший параметр пара, влияющий на тепловую экономичность стан-

Таблица X.2. Развитие канальных реакторов большой мощности

Характеристика	РБМК-1000	РБМК-1500	РБМКП-2000
Электрическая мощность, МВт . .	1000	1500	2000
Тепловая мощность, МВт	3200	4800	5400
К. п. д., %	31,3	31,3	37,0
Размеры активной зоны			
высота, м	7	7	6
диаметр, или ширина×длину . .	11,8	11,8	7,75×24
Число каналов, шт.:			
испарительных	1693	1661	1774
перегревательных	—	—	872
Загрузка урана, т	192	189	226
Обогащение, %	1,8	1,8	1,8 в испарительной зоне 2,2 в перегревательной зоне
Средняя глубина выгорания, МВт·сут/кг			
в испарительных каналах	18,1	18,1	20,2
в перегревательных каналах . . .	—	—	18,9
Размеры оболочек ТВЭЛов (диаметр и толщина), мм:			
испарительные каналы	13,5; 0,9	13,5; 0,9	13,5; 0,9
перегревательные каналы	—	—	10,0; 0,3
Материалы оболочек ТВЭЛов:			
испарительные каналы	Циркониевый сплав	Циркониевый сплав	Циркониевый сплав
перегревательные каналы	—	—	Аустенитная нержавеющая сталь
Расход воды, циркулирующей в реакторном контуре, т/ч	37 500	29 000	39 000
Давление в барабанах-сепараторах, МПа	7,0	7,0	8,5
Паропроизводительность реактора, т/ч	5800	8800	8580
Расход пара на турбины, т/ч . .	5400	8200	7580
Параметры пара перед турбиной, МПа·С	6,5/280	6,5/280	6,5/450

ций,— температура острого пара, для повышения которой по сравнению с температурой насыщения необходим перегрев пара. На рис. X.4 представлена зависимость термического к.п.д. турбины от давления и температуры перегретого пара. Повышение тепловой экономичности цикла Ренкина с ростом перегрева пара не столь существенно, как в цикле Карно. Удельный расход теплоты в цикле Карно, работающем в интервале температур от T_H до T_K и от T_0 до T_K , определяется через соотношение площадей по рис. X.5:

$$\eta'_K = \frac{aa''cd + a'add'}{aa''cd} = 1 + \frac{a'add'}{aa''cd};$$

$$\eta''_K = \frac{aa'''ef + a'aff'}{aa'''ef} = 1 + \frac{a'aff'}{aa'''ef}.$$

Используем величины

$$\alpha' = \frac{abcd}{aa''cd} \quad \text{и} \quad \alpha'' = \frac{abcef}{aa'''cf}.$$

называемые коэффициентами заполнения цикла Карно. С помощью этих величин удельный расход теплоты в цикле Ренкина

$$q'_p = \frac{abcd + a'ad'd'}{abcd} = 1 + \frac{1}{\alpha'} \cdot \frac{a'ad'd'}{a a''cd} = 1 + \frac{1}{\alpha'} (q'_k - 1); \quad (X.1)$$

$$q''_p = \frac{abcef + a'afff'}{abcef} = 1 + \frac{1}{\alpha''} \cdot \frac{a'afff'}{aa'''ef} = 1 + \frac{1}{\alpha''} (q''_k - 1). \quad (X.2)$$

Из (X.2) видно; чем больше коэффициент заполнения, тем меньше разница в тепловой экономичности циклов Ренкина и Карно. Так как $\alpha' > \alpha''$ (рис. X. 5), то в области сухого насыщенного пара разница к.п. д. циклов Карно и Ренкина меньше, чем в области перегретого пара. Преимущество перегретого пара — возможность более глубокого расширения в турбине без достижения предельно допустимых значений влажности пара в последних ступенях, в то время как для турбин на насыщенном паре приходится вносить в установку дополнительные элементы, осушающие пар (см. гл. XII). Начальные параметры пара, при которых влажность в последней ступени турбины не превышает допустимую величину, называют *сопряженными параметрами*. Чем выше давление пара, тем выше отвечающая сопряженным параметрам необходимая температура перегрева. Примерами сопряженных параметров пара при давлении к конденсаторе 0,004 МПа и допустимой величине влажности в последней ступени 13% могут служить следующие; 5,0 МПа — 410°C; 7,0 МПа — 450°C; 9,0 МПа — 480°C; 12,5 МПа — 515°C; 18,0 МПа — 570°C (рис. X.6). Если начальная температура пара ниже сопряженной, то необходимо введение промежуточного перегрева. Конечная влажность 13% может быть допущена только для малых высот лопаток последних ступеней турбины. Для мощных турбин насыщенного пара характерны большие высоты лопаток последних ступеней и, следовательно, меньшая допустимая конечная влажность пара (7—8%). В связи

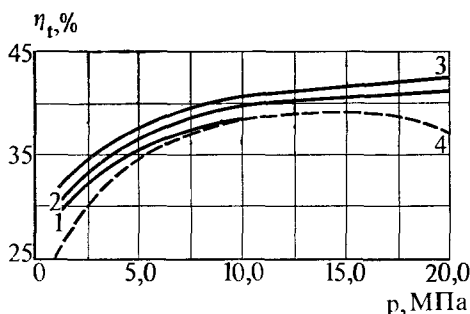


Рис. X.4. Абсолютный термический к. п. д. для турбины на перегретом паре в зависимости от начального давления и температуры перегрева пара:

1 — 300°C; 2 — 400°C; 3 — 500°C; 4 — насыщенный пар

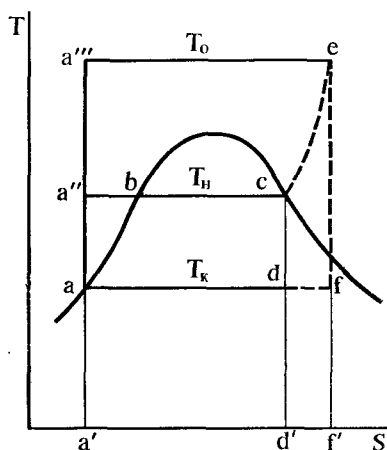


Рис. X.5. Циклы насыщенного и перегретого пара в T, s -диаграмме

с этим температуры перегрева, отвечающие сопряженным параметрам, будут больше приведенных выше.

Сопряженные начальные параметры пара (9,0 МПа, 480°C), хорошо сочетающиеся с единичной мощностью турбины 100 МВт (К-100-90), применены на Белоярской АЭС. Здесь начальный перегрев пара осуществлен в том же реакторе, где и испарение воды, но в других каналах, т. е. применен ядерный перегрев, возможность которого является одним из преимуществ канального варианта по сравнению с корпусным. Ядерный перегрев может быть осуществлен и в отдельном реакторе, но он ставит ряд еще не полностью решенных проблем: 1) охлаждение перегревателейных каналов (или каналов реактора-перегревателя, если он выполнен отдельно от испарительной части) в случае прекращения парообразования; 2) изменение в соотношении мощностей испарительных и перегревателейных каналов в различных режимах; 3) изыскание относительно недорогих коррозионно- и термически стойких материалов с приемлемым сечением захвата нейтронов для оболочек тепловыделяющих элементов перегревательной зоны реактора.

Развитие ядерного перегрева в отечественных реакторах канального типа можно проследить по рис. X.7. На рис. X.7,а представлена первоначально предполагавшаяся к выполнению схема полностью двухконтурной станции. В первом контуре в каналах 2 реактора образуется насыщенный пар, который после барабана-сепаратора 1 перегревается в каналах 4 реактора. Перегретый пар первого контура направляется во второй контур: сначала в пароперегреватель 6, а затем в парогенерирующую установку 5, откуда в виде конденсата вместе с водой первого контура главным циркуляционным насосом 3 подается в испарительные каналы реактора 2. Эта схема не была осуществлена из-за ряда недостатков, главные из которых: громоздкий и дорогой пароперегреватель и очень высокие температуры пара в перегревателейных каналах, превышающие рабочие температуры перегретого пара второго контура на величину температурного напора в пароперегревателе. Избежать этого можно было бы, выполнив схему станции одноконтурной (рис. X.7, в), которая не только не имеет основных недостатков схемы, приведенной на рис. X.7, а, но и проще нее благодаря отсутствию парогенератора.

Такая схема осуществлена на втором блоке Белоярской АЭС. Для первого блока этой станции в связи с еще недостаточным опытом работы на радиоактивном паре была применена промежуточная схема (рис. X.7, б), ликвидировавшая только основные недостатки схемы, изображенной на рис. X.7, а. В ее составе еще осталась парогенерирующая установка, неизбежно вызывающая перепад температур на поверхности нагрева, а поэтому и завышенное давление в испарительной системе реактора, в то время как в схеме, приведенной на рис. X.7, в, давление в реакторе отличается от давления в турбине только на величину сопротивления трубопроводов от реактора до турбины.

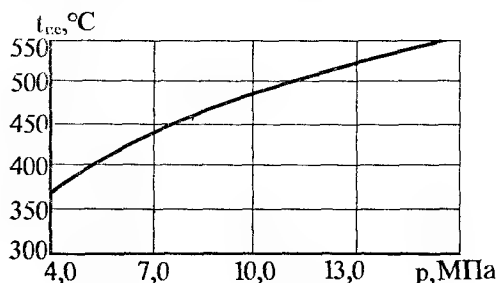


Рис. X.6. Сопряженные параметры пара при конечной влажности пара 13%

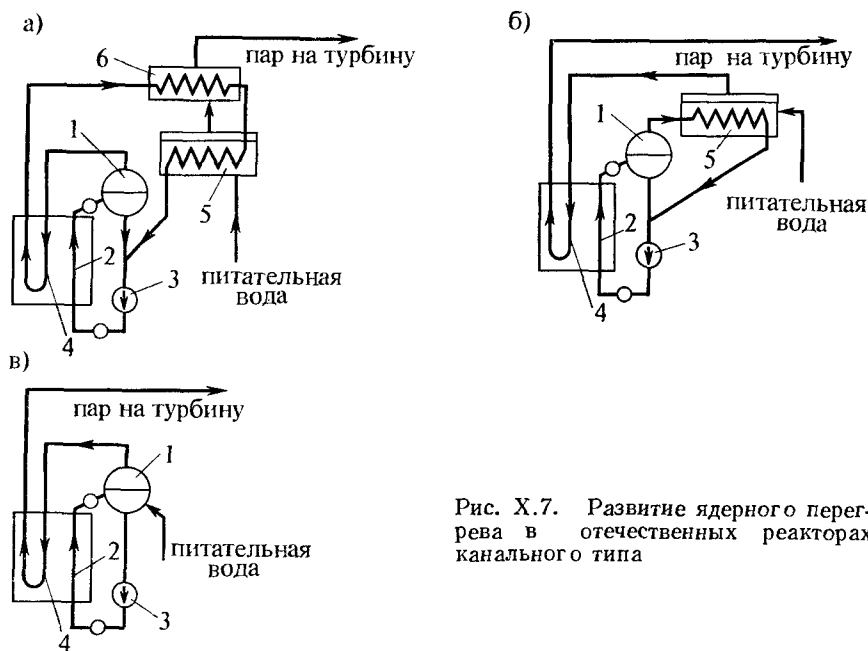


Рис. X.7. Развитие ядерного перегрева в отечественных реакторах канального типа

Из рис. X.7 видно преимущество канального варианта в отношении возможности организации ядерного перегрева пара. Основной недостаток таких реакторов — наличие большого количества каналов. В связи с этим при компоновке оборудования встречаются определенные трудности в трассировке большого количества подводящих и отводящих труб к раздающим коллекторам и от собирающих коллекторов, а также в расположении самих коллекторов.

В канальном варианте имеется возможность регулирования расхода по каналам. Для этого внизу на входе воды в каждый канал устанавливают вентили. Преимущество канального варианта — важная для эксплуатации реакторной установки возможность перегрузки «на ходу». Специальная машина для перегрузки стыкуется с каналом, подлежащим замене, при полном рабочем давлении. Заменяемый канал извлекают и вместо него после поворота барабана машины устанавливают заранее заготовленный свежий канал. Предусмотрено непрерывное охлаждение перегрузочной машины водой (от постороннего источника).

В настоящее время на одноконтурных АЭС СССР используют реакторы большой мощности кипящего типа (РБМК). Замедлителем в них служит графит. Действующие реакторы мощностью 1000 МВт (РБМК-1000) имеют в активной зоне 1693 параллельных канала, пароводяная смесь из которых поступает в четыре барабана-сепаратора диаметром 2300 мм. Насыщенный пар из них направляется на две турбины К-500-65/3000 (см. гл. XII). Для АЭС с реакторами РБМК-1000 стоимость установленного киловатта больше, чем для АЭС с ВВЭР. Эта стоимость может быть уменьшена прежде всего за счет укрупнения мощности реактора. На основе проведенных исследований в испарительных каналах были запроектированы интенсификаторы теплообмена, что позволит повысить мощность реактора до 1500 МВт (реактор РБМК-1500). Соответственно повышена и единичная мощность турбины — пар из реактора поступает на две турбины К-750-65/3000 (см. гл. XII). Дальнейшего повышения единичной мощности реактора и турбины можно было достичь при условии перегрева пара. Начальный перегрев

пара можно осуществить и для двухконтурной АЭС с реактором типа ВВЭР, включив в парогенераторную установку пароперегревательную поверхность нагрева. Условия его применимости рассмотрены в гл. XI, из которой видно, что величина перегрева пара для таких АЭС существенно ограничена, так как она вызывает некоторое снижение рабочего давления пара.

Для одноконтурной АЭС канального типа можно достигнуть более высокой температуры перегрева и притом без какого-либо снижения давления. Использование специальных конструктивных решений в перегревательной части канального реактора позволило в последующих проектах сохранить циркониевые сплавы для технологических каналов и применить аустенитные нержавеющие стали только для оболочек ТВЭЛов, что существенно уменьшает количество стали в активной зоне. Ожидаемая при этом температура перегрева 450°C и использование интенсификаторов теплообмена в испарительных каналах и промежуточного перегрева пара у турбины позволили получить в реакторе канального типа проектную единичную мощность 2000 МВт — реактор типа РБМКП-2000. К.п.д. атомной электростанции с таким реактором составит 37%. К реактору запроектированы две турбины мощностью по 1000 МВт.

Развитие канальных реакторов большой мощности представлено в табл. X.2.

X.3. Главный циркуляционный насос

В состав главного циркуляционного контура входят: реактор, основные циркуляционные трубопроводы с *главными запорными задвижками* (ГЗЗ), рассматриваемыми в гл. XIII, и *главный циркуляционный насос* (ГЦН). Для двухконтурных АЭС сюда же относятся парогенерирующие установки (см. гл. XI).

В системе мощных атомных электростанций любого типа циркуляция теплоносителя в нормальной эксплуатации принудительная. Большая протяженность циркуляционного контура, значительные скорости теплоносителя и стремление к компактности размещения оборудования, ограничивающее развитие в высоту, приводят к значительным сопротивлениям, преодоление которых за счет естественной циркуляции возможно только при частичных нагрузках, что всегда учитывается для использования ее в аварийных ситуациях (при выключении главных циркуляционных насосов в связи с обесточиванием). Единственным случаем использования естественной циркуляции в нормальной эксплуатации является корпусной кипящий реактор одноконтурной АЭС мощностью до 50 МВт (может быть 75 МВт) для корпуса, транспортируемого по железной дороге.

Главный циркуляционный насос перекачивает воду наибольших радиоактивности и давления. Основное требование, предъявляемое к этим насосам, сводилось к отсутствию протечек, что существенно удорожало и усложняло конструкцию насоса. В применявшемся до последнего времени герметизированном бессальниковом выполнении главные циркуляционные насосы по стоимости составляли заметную величину от стоимости всей станции. Насосы работают без протечек рабочей среды; рабочее колесо, электродвигатель и вал герметизированы в общем корпусе, соединяемом с трубопроводами контура.

Отечественные бессальниковые насосы в герметизированном исполнении для главных циркуляционных контуров АЭС выполняют центробежными одноступенчатыми вертикального типа с рабочим колесом двустороннего всасывания. На верхнем конце ротора насажено вспомогательное рабочее

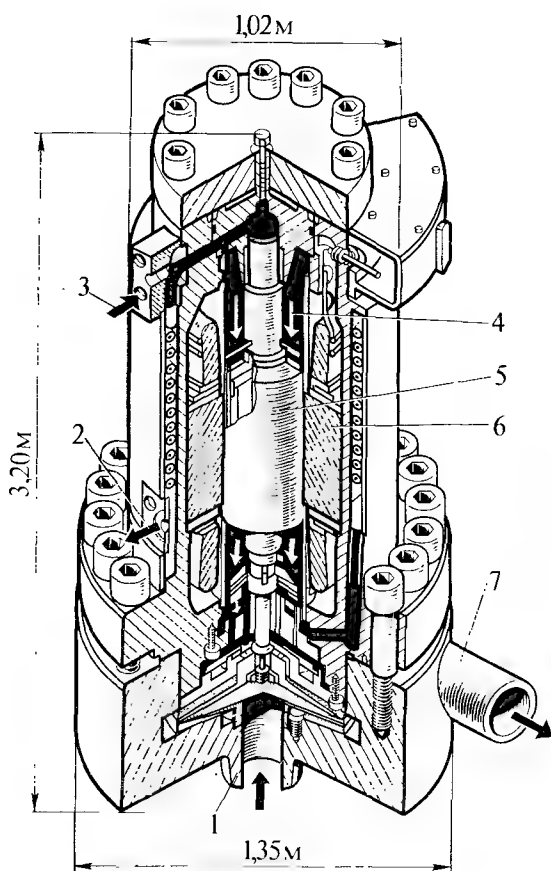


Рис. X.8. Бессальниковый герметичный насос производительностью 3600 м³/ч:

- 1 — всасывающий патрубок;
- 2 и 3 — вывод и ввод охлаждающей воды;
- 4 — циркуляция охлаждающей воды внутри насоса;
- 5 — ротор мотора;
- 6 — статор;
- 7 — нагнетательный патрубок

колесо для прокачки воды первого контура по вспомогательному контуру через холодильник на охлаждение подшипников насоса. На случай остановки главного циркуляционного насоса для охлаждения его подшипников предусмотрено резервирование вспомогательного насоса с самостоятельным электропитанием.

Основной насос предназначен для работы на высоких давлениях, но может работать и при меньших, начиная с 2,0 МПа, что имеет значение для пусковых операций. В целях снижения расхода электроэнергии на насос его электродвигатель имеет две ступени скорости, отвечающие номинальной мощности и режимам пуска и расхолаживания. Эти режимы отличаются как по напору, так и по производительности.

На рис. X.8 показан пример выполнения бессальникового главного циркуляционного насоса в герметизированном исполнении. Такой насос оказался надежным в эксплуатации, но он обладает и рядом недостатков: существенно меньший к.п.д. (60—65 % по сравнению с 80—82 % для сальниковых насосов) и большая стоимость. Ремонт и обслуживание этого насоса также сложнее, чем сальникового. Кроме того, разработка сверхмощных насосов такого типа в связи с общим укрупнением оборудования может выдвинуть ряд неразрешимых трудностей и проблем.

Между тем если для реакторов ВВЭР-210, ВВЭР-365 и ВВЭР-440 производительность ГЦН составляла $6 \cdot 10^3$ м³/ч при напоре 0,5—0,6 МПа, то для реакторов ВВЭР-500 и ВВЭР-1000 производительность ГЦН выросла до

$19 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре 0,8 МПа, так как общий расход теплоносителя увеличился, а число петель сократилось (см. табл. X.1). Поэтому проблема применения насосов с протечками, организованно возвращаемыми в систему главного циркуляционного контура, особенно при сверхмощных петлях, приобретает большое значение. Она требует прежде всего разработки более совершенных уплотнений вала насоса, имеющих по возможности менее сложные вспомогательные контуры уплотняющей воды.

Такие бессальниковые насосы с механическими уплотнениями валов и контролируемые протечками, так же как и сальниковые насосы, имеют внешний электропривод. Взамен сальниковой набивки вал, выходящий из насоса, имеет механические вращающиеся и невращающиеся уплотнения, обеспечивающие контролируемые малые протечки воды по валу в атмосферу. Эти насосы примерно вдвое дешевле герметичных бессальниковых в основном за счет применения выносного электродвигателя обычного исполнения. К.п.д. таких насосов на 12–15% больше, чем герметичных. Ремонт в заводских условиях требуется только в исключительных случаях. Необходимый напор не превышает 1,0 МПа, что позволяет, так же как и для герметичных бессальниковых насосов, применять одноступенчатую конструкцию с одним рабочим колесом с консольным расположением его на вертикальном валу, обеспечивающим удобство обслуживания в эксплуатации.

Циркуляционные бессальниковые насосы (рис. X.9) с механическим уплотнением валов обеспечивают утечки ограниченные, относительно стабильные и контролируемые в эксплуатации. Запирающая чистая нерадиоактивная вода подается в уплотнение извне под некоторым избыточным давлением, с тем чтобы полностью предотвратить протечки по валу из корпуса насоса в атмосферу радиоактивной воды реакторного контура. Недопустимость утечки из насоса во внешнюю среду радиоактивной воды – основное требование, предъявляемое к ГЦН. Насос устанавливают на фундаменте на шариковых опорах, что позволяет ему перемещаться, следуя за температурными расширениями циркуляционного трубопровода. При компоновке реакторного цеха большое внимание должно уделяться расположению ГЦН, учитывая значительный вес электронасосного агрегата (120 т для насоса, показанного на рис. X.9), доступность для ремонта, удобство в эксплуатации.

Для предотвращения нарушения целостности оболочек ТВЭЛов из-за их перегрева необходима непрерывная циркуляция теплоносителя через активную зону не только при нормальном режиме, но и в аварийных ситуациях. Установка резервных ГЦН невозможна, так как это слишком сложно компоновочно и дорого: стоимость комплекта ГЦН сравнима со стоимостью реактора без топливной загрузки, поэтому ГЦН требуют бесперебойного электропитания.

В качестве способов бесперебойного поддержания циркуляции теплоносителя в реакторных петлях могут быть приняты такие меры, как установка электрогенераторов собственных нужд на валах главных турбоагрегатов и автоматически включаемых в работу дизель-генераторов аварийного питания, используемых в случае обесточивания при коротком замыкании во внешней сети. Отключение основного генератора позволяет за счет парового выбега главной турбины несколько минут вращать генераторы собственных нужд на постепенно падающих оборотах. Для увеличения времени выбега роторы ГЦН снабжают маховыми массами, присоединяемыми к рабочим колесам герметичных насосов, или, что предпочтительнее, маховиками на валу электродвигателя насосов с механическим уплотнением валов.

Главный циркуляционный контур АЭС с водо-водяными реакторами всегда петлевой. С развитием атомной энергетики оборудование первого контура укрупнялось, число петель уменьшалось. Так, из табл. X.1 видно, что

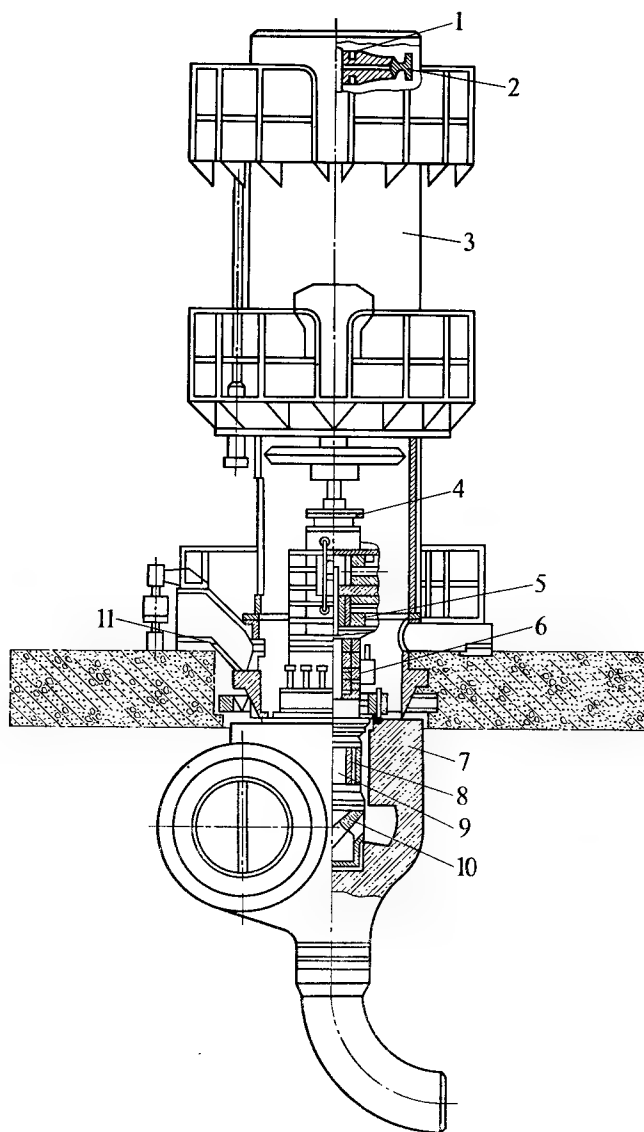


Рис. X.9. Циркуляционный насос большой производительности бессальникового типа с механическим уплотнением вала ($Q = 19000 \text{ м}^3/\text{ч}$)

- 1 — вал электродвигателя;
- 2 — маховик;
- 3 — электродвигатель;
- 4 — соединительная муфта;
- 5 — радиально-упорный подшипник;
- 6 — узел уплотнения;
- 7 — корпус;
- 8 — нижний радиальный гидростатический подшипник;
- 9 — вал насоса;
- 10 — рабочее колесо;
- 11 — опорные лапы

для ВВЭР-440 применено шесть петель, а для ВВЭР-500 — только две. Для ВВЭР-1000 использовано четыре петли. На рис. X.10 хорошо видны две части такого контура — неотключаемая, или общая (реактор 1 и участки трубопроводов между реактором и главными запорными задвижками 4), и отключаемая (парогенераторы 3 и трубопроводы от главных запорных задвижек к парогенераторам). В связи с этим имеется возможность отключения, расхолаживания и охлаждения любой из циркуляционных петель при останове насоса 2. Мощность реакторной установки при этом снижается, но необходимости остановки реактора не возникает. После ремонта насоса отключенная петля может быть вновь подключена к работе. Таким образом, многопетлевая система главного циркуляционного контура реакторной установки не требует специального резервирования главных циркуляционных насосов. Главная запорная задвижка (см. рис. XIII.10) —

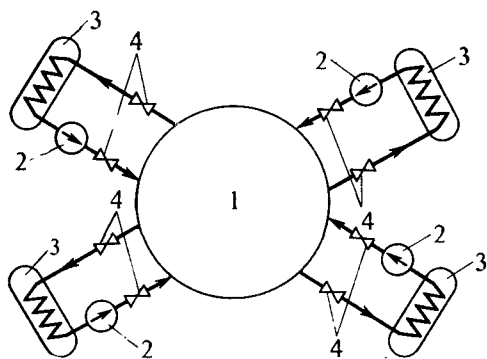


Рис. X.10. Схема главного циркуляционного контура АЭС с водо-водяным корпусным реактором:

1 — реактор; 2 — ГЦН; 3 — парогенератор; 4 — ГЗЗ

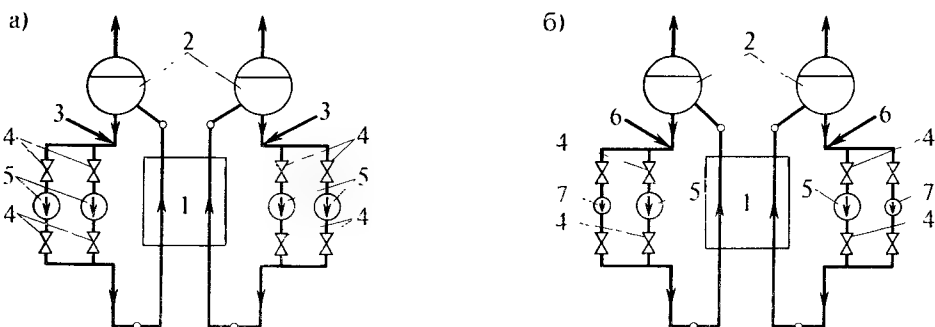


Рис. X.11. Схема главного циркуляционного контура атомной станции с реакторами канального типа:

1 — реактор;
2 — барабаны-сепараторы;
3 — питательная вода;
4 — главные запорные задвижки;

5 — главные циркуляционные насосы;
6 — конденсат испарителей;
7 — насос аварийного расхолаживания

громоздкое оборудование, которое в эксплуатации само может вызвать аварийную ситуацию, поэтому естественно стремление отказаться от нее. В наибольшей степени это реально для ВВЭР-500, так как при выходе из строя оборудования одной из петель отключение ее все равно не позволит продолжать эксплуатацию реактора—работа на одной петле приведет к значительным гидродинамическим, а потому и тепловым перекосам в активной зоне и к снижению надежности ее работы. Для ВВЭР-440 при довольно большом числе петель установка задвижек целесообразна, тем более что размеры их существенно меньше. До последнего времени все еще обсуждается целесообразность применения главных запорных задвижек для ВВЭР-1000. Чрезвычайно большие габариты задвижек для этого реактора, казалось бы, требуют отказа от них. Но в таком случае при выходе из строя оборудования одной петли возникает необходимость останова реактора, т. е. выключения всех четырех петель.

Учитывая большую стоимость главных циркуляционных насосов для реакторов канального типа (хотя и меньшую, чем для ВВЭР), резервные ГЦН не применяют и в этом случае. На рис. X.11 показаны два возможных решения, использованных для второй очереди Белоярской АЭС (рис. X.11, а) и ранее для первой очереди той же станции (рис. X.11, б). В схеме, приведенной на рис. X.11, а, применено четыре рабочих циркуляционных насо-

са одинаковой производительности по два на каждый барабан-сепаратор, суммарно обеспечивающих необходимую рабочую производительность. При выходе из строя одного из насосов, например левого барабана-сепаратора, автоматически останавливается один из насосов правого барабана-сепаратора и вся реакторная система переходит на 50%-ную нагрузку. В случае выхода из строя обоих главных циркуляционных насосов одной половины реакторной системы (что маловероятно) необходим полный останов реактора. При работе по схеме, показанной на рис. X.11,б, устанавливают два рабочих циркуляционных насоса одинаковой производительности по одному на каждый барабан-сепаратор, суммарно обеспечивающих необходимую рабочую производительность. При выключении одного из рабочих главных циркуляционных насосов автоматически останавливается и второй рабочий насос и также автоматически включаются два насоса аварийного расхолаживания с меньшим перепадом и меньшей производительностью (примерно 15% от рабочих).

X.4. Обеспечение безопасности работы реакторных установок и их вспомогательные системы

Для радиационной безопасности работы атомной электростанции решающее значение имеет безопасность работы реакторной установки. К числу основных мероприятий, обеспечивающих радиационную безопасность АЭС, относится обеспечение проектных решений, техники монтажа и эксплуатации реактора, предотвращающих возникновение аварийных ситуаций, и охлаждение активной зоны в любых аварийных ситуациях, с тем чтобы даже при *максимально возможной аварии* в воду реактора (и с ней в *защитную оболочку* или в зону локализации) не выходили продукты деления ядерного горючего в связи с разрушением ТВЭЛов.

Безопасность эксплуатации реакторной установки требует безусловного контроля оборудования на всех этапах от его изготовления до использования во время работы действующего оборудования. Безопасность работы реакторной установки базируется на следующих трех принципах:

- 1) обеспечение высокого качества изготовления и монтажа оборудования;
- 2) обеспечение технологической и схемной невозможности опасных последствий единичных нарушений и повреждений;
- 3) ограничение последствий возможных аварий.

Контур первичного теплоносителя, сосуды, оборудование и трубопроводы реакторного контура должны быть рассчитаны, сконструированы, изготовлены и введены в эксплуатацию таким образом, чтобы вероятность большого разрыва или значительной течи была предельно малой в течение всего времени работы установки.

Все оборудование контуров теплоносителя должно удовлетворять специальным нормам проектирования, изготовления и эксплуатации сосудов и трубопроводов высокого давления, используемых в атомной энергетике. Проект реакторной установки должен быть выполнен таким образом, чтобы свести к минимуму вероятность быстро прогрессирующего повреждения. Контур теплоносителя должен выдерживать без разрывов (лишь с ограниченным в допустимых пределах поглощением энергии за счет пластической деформации) статические и динамические нагрузки, возникающие в любых его узлах и компонентах при любых возможных непреднамеренных и внезапных выделениях энергии в теплоноситель. Все основные элементы реакторного контура должны иметь специальные устройства и приспособления для проверок, испытаний и наблюдения за их плотностью и целостностью в течение всего срока эксплуатации установки.

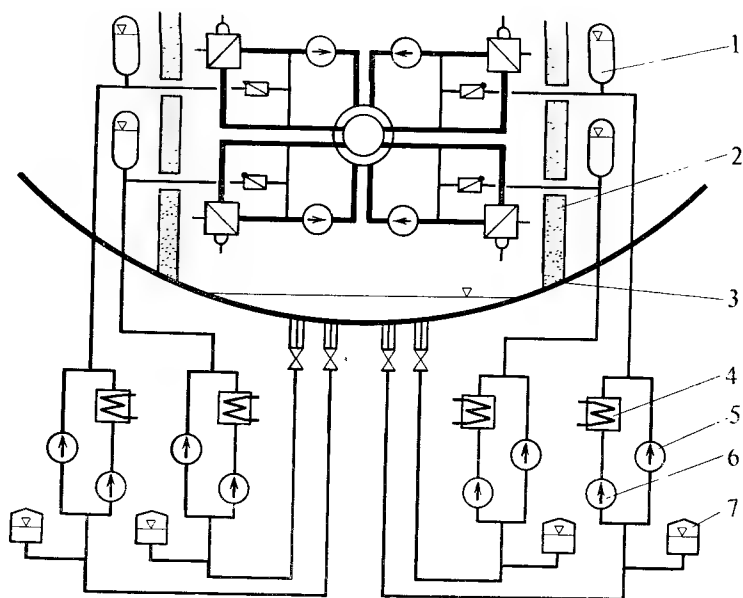


Рис. X.12. Схема аварийного охлаждения активной зоны (в проектах ФРГ):

1 — гидроаккумулирующая емкость;
2 — бетонная защита;
3 — защитная сфера;
4 — теплообменник;

5 — насос высокого давления;
6 — насос низкого давления;
7 — баки борированной воды

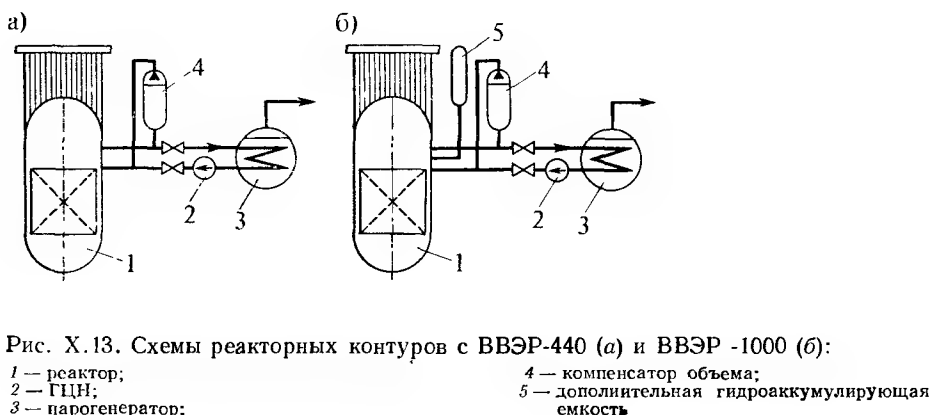
Предусматривают четыре категории устройств и мероприятий, обеспечивающих безопасность АЭС: *устройства нормальной эксплуатации, защитные устройства, локализирующие устройства, системы аварийного охлаждения реактора (САОР).*

Вероятность аварийного разрыва одного из элементов реакторного контура весьма мала. Тем не менее, учитывая специфические условия работы АЭС, обязательно предусматривают мероприятия на случай такой аварии. Как это следует из вышесказанного, они обеспечиваются двумя системами — локализирующими и аварийного охлаждения, включающими в себя также и устройства аварийного питания, рассмотренные в § VI.7 для случая обесточивания АЭС.

Назначение локализирующих систем — не допустить распространения радиоактивности за пределы герметичных помещений АЭС. Назначение аварийного охлаждения — не допустить расплавления активной зоны.

На рис. X.12 представлена схема аварийного охлаждения активной зоны, осуществляемая в проектах ФРГ. Как видно из рисунка, применены четыре идентичных независимых системы впрыска воды в низ и верх активной зоны. Каждая из четырех петель обеспечивает расход около 50% от необходимого для полного охлаждения активной зоны, причем каждая из них имеет свой дизельный привод и автономный независимый контур охлаждения. Таким образом, использование даже двух из четырех систем достаточно для надежного охлаждения активной зоны.

Из рисунка хорошо виден основной принцип создания системы аварийного охлаждения реакторов — использование специальной гидроаккумулирующей емкости для охлаждения активной зоны в первые секунды после аварии и аварийное охлаждение за счет аварийных насосов, на запуск которых требуется 10—15 с. Так как при аварии реакторного контура возможна зна-



чительная потеря давления, то аварийные насосы могут быть и низкого давления (поз. 6).

В отечественной практике система аварийного охлаждения реакторов решалась для установок ВВЭР-440 и ВВЭР-1000, исходя из невозможности разрыва главного циркуляционного трубопровода в первом случае и гипотетической возможности такой аварии во втором случае. Это нашло свое отражение как во введении дополнительной гидроаккумулирующей емкости для ВВЭР-1000 (рис. X.13), так и в разработке всех систем (рис. X.14) для этого реактора. Последние подразделяют на постоянно включенные в работу (например, система компенсации объема), периодически работающие (например, дренажные системы) и аварийные (например, система аварийного расхолаживания, система аварийного впрыска бора и др.). На рис. X.14 показаны аварийные системы собственно реакторной установки; они дополнены аварийными системами парогенераторов в отношении их питания (см. § VI.7), что в конечном счете необходимо для аварийного охлаждения активной зоны. В составе аварийных систем реакторной установки предусмотрена также *спринклерная установка*, позволяющая избежать недопустимого повышения давления внутри герметичных помещений за счет отвода теплоты на испарение воды, впрыскиваемой в их объем. Для ВВЭР-1000 производительность спринклерной установки составляет 850 т/ч.

Производительность системы аварийного расхолаживания реактора существенно меньше, чем расход теплоносителя по контуру в обычной эксплуатации. Производительность аварийного насоса составляет 750 т/ч. Однако наличие аварийного впрыска бора позволяет оставить на долю аварийного расхолаживания лишь снятие остаточных тепловыделений.

Для одноконтурных АЭС одна из основных задач обеспечения безопасной эксплуатации, состоит в том, чтобы не допустить выброса радиоактивного пара за пределы станции в различных режимах работы оборудования, включая наиболее тяжелый режим полного обесточивания станции. В этих режимах в качестве пароприемного устройства применяют в первую очередь конденсаторы турбины. В дополнение к этому на одноконтурных станциях с кипящим реактором устанавливают барботеры в сочетании с технологическими конденсаторами.

Барботер представляет собой сосуд диаметром 3—3,5 м и длиной 20—22 м, заполненный на $\frac{2}{3}$ объема водой. Под воду вводятся парораспределительные гребенки с соплами, через которые пар сбрасывается в воду барботера

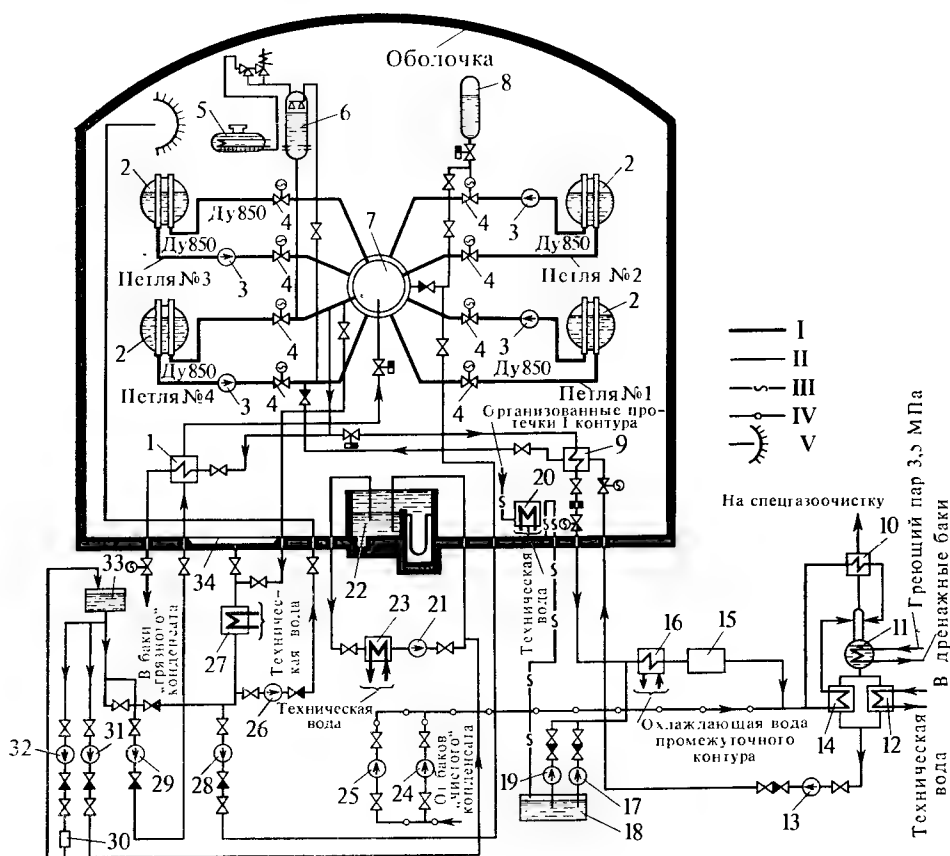


Рис. X.14. Схема реакторной установки ВВЭР-1000 со вспомогательными системами:

- 1 — теплообменник аварийного впрыска бора;
- 2 — парогенератор;
- 3 — главный циркуляционный насос (ГЦН);
- 4 — главная запорная задвижка (ГЗЗ);
- 5 — барботажный бак;
- 6 — компенсатор объема;
- 7 — водо-водяной реактор;
- 8 — емкость аварийного запаса раствора бора;
- 9 — теплообменник фильтров первого контура;
- 10 — охладитель пара деаэратора подпитки;
- 11 — деаэратор подпитки первого контура;
- 12 — доохладитель подпитки первого контура;
- 13 — подпиточный насос;
- 14 — охладитель подпитки первого контура;
- 15 — фильтры очистки реакторной воды ($p=2,0$ МПа);
- 16 — доохладитель очистки первого контура;
- 17 — насос организованных протечек;
- 18 — приемок организованных протечек;
- 19 — вспомогательный насос организованных протечек;
- 20 — охладитель организованных протечек первого контура;

- 21 — насос контура расхолаживания бассейна выдержки;
- 22 — бассейн выдержки;
- 23 — теплообменник расхолаживания бассейна;
- 24 — насос «чистого» конденсата;
- 25 — вспомогательный насос «чистого» конденсата;
- 26 — спринклерный насос;
- 27 — теплообменник аварийного расхолаживания;
- 28 — насос аварийного расхолаживания;
- 29 — насос аварийного впрыска бора;
- 30 — фильтры спецводоочистки ($p=0,6$ МПа);
- 31 — насос заполнения бассейна выдержки;
- 32 — насос подачи борного раствора на очистку;
- 33 — бак аварийного раствора бора;
- 34 — приемок;

- I — главные циркуляционные трубопроводы;
- II — вспомогательные трубопроводы;
- III — дренажные, сливные трубопроводы;
- IV — «чистый» конденсат;
- V — разбрызгивающие сопла спринклерной установки ($p=1,4$ МПа)

через предохранительные клапаны и быстродействующие редукционные устройства и конденсируется там. Сопла барботера рассчитаны на прием полного расхода пара, вырабатываемого реактором. При определении количества барботеров большое внимание уделяется тому, чтобы при исчерпании их аккумулялирующей способности и росте давления до 1,2 МПа можно было вести сброс пара в технологические конденсаторы, на которые также подается охлаждающая вода. Расход ее в 8—10 раз меньше, чем на конденсаторы одной турбины. Поэтому подача воды ведется самостоятельными насосами, двигатели которых подключены к сети надежного питания (от дизель-генераторов). Общая схема сброса пара в пароприемные устройства для АЭС с реактором РБМК и турбинами К-500-65/3000 показана на рис. X.15.

Учитывая процессы вскипания воды в барботере и опасаясь случайных выбросов воды из него, на АЭС устанавливают четыре барботера. Однако в случае использования в системе технического водоснабжения промежуточного бассейна (см. гл. VIII) в режиме обесточивания появляется возможность подавать самотеком в течение 3—10 мин охлаждающую воду из бассейна в конденсаторы. Это вдвое уменьшает количество устанавливаемых барботеров. Совместная работа барботеров и конденсаторов турбин по приему пара реактора в режиме полного обесточивания при наличии промежуточного бассейна показана на рис. X.16.

Для одноконтурных АЭС с реакторами типа РБМК вопросы аварийной защиты рассматривают также в случае гипотетической аварии с одним из элементов реакторного контура, которые решают в полном соответствии с общими положениями, сформулированными выше. Однако конструктивные различия в реакторах приводят к некоторым особенностям системы локализации последствий аварии. Все оборудование реакторного контура РБМК

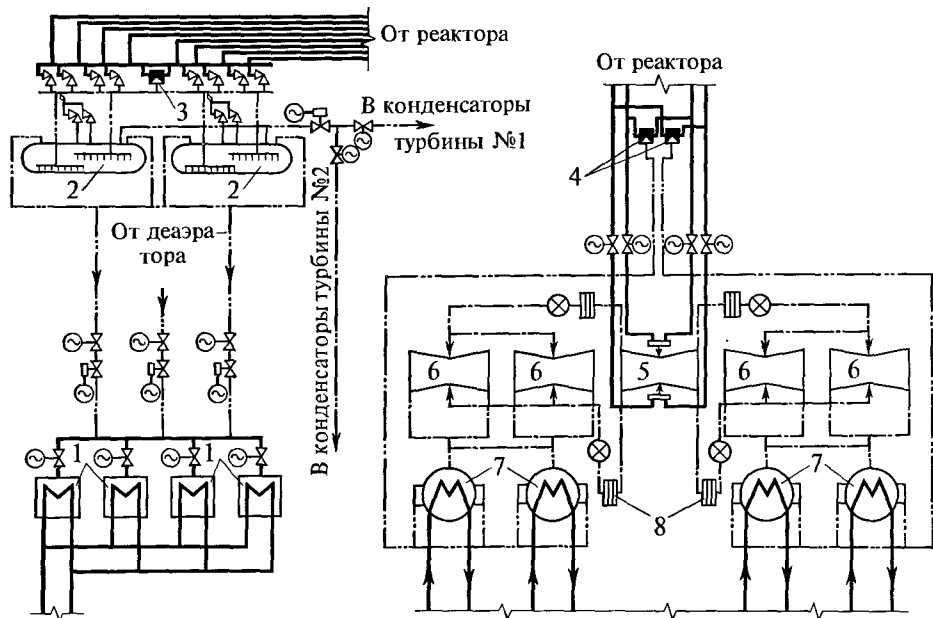


Рис. X.15. Схема аварийного сброса пара реактора одноконтурной АЭС в конденсационные устройства (конденсаторы и барботеры с технологическими конденсаторами):

1 — технологические конденсаторы;

2 — барботер;

3 — БРУ к барботерам;

4 — БРУ к конденсаторам;

5 — ЦВД турбины;

6 — ЦНД турбины;

7 — конденсаторы турбины;

8 — сепараторы-пропароперегреватели

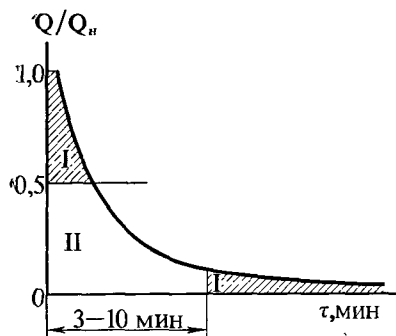


Рис. X.16. Распределение приема остаточных тепловыделений реактора в режиме полного обесточивания одноконтурной атомной станции:

I — в барботер;
II — в конденсатор турбин

заклучено в системе боксов биологической защиты. С учетом этого принципиальная схема системы локализации для этого реактора представлена на рис. X.17. В верхней части рисунка расположены боксы 2 и 8 (соответственно левой и правой половины реактора) и помещения 3 и 7 нижних водяных коммуникаций и раздаточных групповых коллекторов, в каждый из которых подается вода от насосов аварийного охлаждения. Под ними расположен парораспределительный коридор 5. В бассейне-барботере 18 часть объема 17 заполнена водой, а часть объема 16 — воздухом. Боксы, коридор и бассейн-барботер рассчитаны на избыточное давление 0,45 МПа, а помещения нижних водяных коммуникаций — на 0,08 МПа. В случае разрыва трубопровода в системе реакторного контура давление в боксе 2 (или 8) поднимается и открываются клапаны 4 между боксом аварийной половины и парораспределительным коллектором и паровоздушная смесь по трубам 9 поступает в водяную емкость барботера, где пар конденсируется, а воздух выходит в воздушный объем барботера. Давление в барботере поднимается, клапаны 10 под неаварийной половиной открываются, и воздух перетекает в боксы этой половины. Обратные клапаны 6, клапаны 10 в аварийной половине бокса и клапаны 4, разделяющие коридор и неаварийную половину бокса, остаются закрытыми. В барботер поступает не весь пар, образующийся при истечении теплоносителя. Часть этого пара конденсируется при контакте со струями воды, вытекающими из спринклерных установок 1 и 13. Теплообменник 14 спринклерной системы и теплообменник 11 систе-

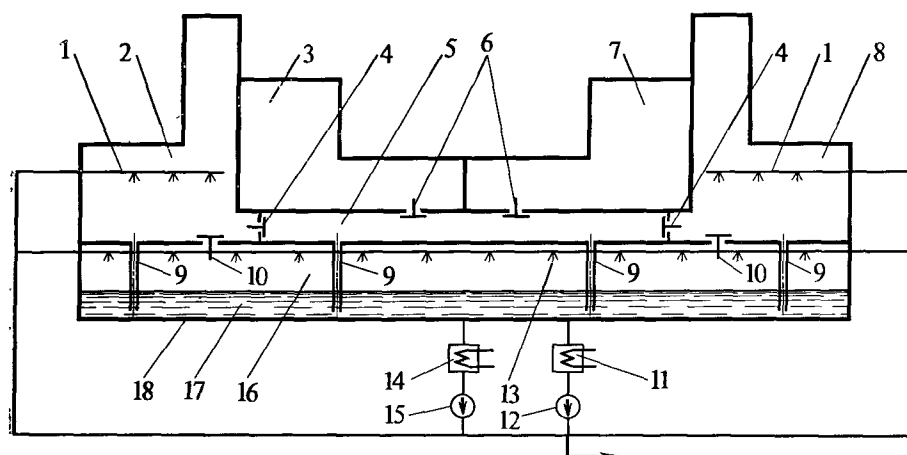


Рис. X.17. Принципиальная схема системы локализации для реактора типа РБМК

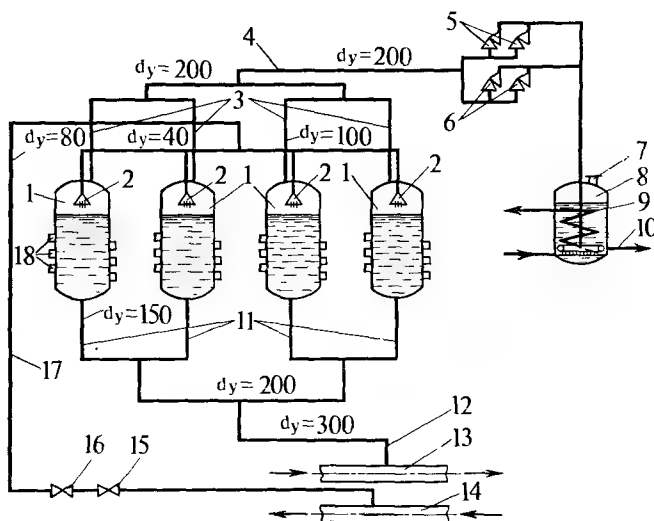


Рис. X.18. Система парового компенсатора объема для второго блока НВАЭС:

- 1 — корпус компенсатора;
- 2 — сопла впрыска;
- 3 — уравнильные паровые линии;
- 4 — объединенная паровая линия;
- 5 — резервные предохранительные клапаны;
- 6 — основные предохранительные клапаны;
- 7 — взрывной клапан;
- 8 — барботер;
- 9 — охлаждающий змеевик;
- 10 — слив воды в баки «грязного» конденсата;
- 11 — уравнильные водяные линии;

- 12 — линия присоединения к главному циркуляционному контуру;
- 13 — «горячий» трубопровод неотключаемой части главного циркуляционного контура;
- 14 — «холодный» трубопровод неотключаемой части главного циркуляционного контура;
- 15 — запорный клапан;
- 16 — регулировочный клапан;
- 17 — линия впрыска воды;
- 18 — электронагреватели

мы аварийного охлаждения реактора имеют своим назначением также отвод теплоты из системы локализации в послеаварийный период. Все эти теплообменники охлаждаются технической водой. Насос 15 подает охлажденную воду на спринклерную установку, а насос 12 закачивает воду во все групповые раздаточные коллекторы реакторного контура.

Проектные проработки свидетельствуют о возможности отказа от барботеров и технологических конденсаторов по рис. X.15 при использовании конденсационных устройств, показанных на рис. X.17; это удешевит оборудование АЭС.

Из числа постоянно действующих вспомогательных систем реакторных установок необходимо рассмотреть системы компенсации объема в реакторных контурах двухконтурных АЭС и газового заполнения в реакторах канального типа с графитовым замедлителем. Система компенсации объема необходима только для реакторов, охлаждаемых водой под давлением. В реакторах с парообразованием эту задачу выполняет паровой объем реактора или барабана-сепаратора. Система компенсации объема предназначена для компенсации температурных изменений объема воды, заполняющей контур. Она используется для создания давления при пуске, поддержания давления в эксплуатации и ограничения отклонений давления в аварийных режимах. Компенсатор объема подключается только к одной из петель главного циркуляционного контура в его неотключаемой (общей) части. Возможны два типа компенсаторов — газовые и паровые; на АЭС применяют только паровые.

На рис. X.18 представлена система парового компенсатора объема для второго блока НВАЭС. Корпуса компенсатора имеют водяной и паровой объемы и соединены между собой уравнильными паровыми 3 и водяными 11 линиями, имеющими общее подсоединение по линии 12 к «горячей» стороне

неотключаемой части главного циркуляционного контура. От неотключаемой части по «холодной» стороне 14 подводится вода на впрыск через сопла в верхней части каждого корпуса. На линии впрыска установлены регулировочный и запорный клапаны. На объединенной паровой линии расположены импульсные клапаны 6, являющиеся предохранительными для всего реакторного контура. Чтобы давление не превышало определенного значения, на байпасе к основным предохранительным клапанам установлены еще два резервных клапана 5 (один из них на то же давление, что и клапаны 6, а другой, аварийный, на несколько большее). В связи с радиоактивностью среды недопустим выброс из предохранительных клапанов в атмосферу, поэтому выброс из них поступает под воду в барботер атмосферного давления, вода из которого по мере необходимости сливается в баки «грязного» конденсата по линии 10.

В паровой объем компенсатора объема непрерывно выделяются газы из водяного объема реакторного контура. Во избежание их накопления в барботере производится периодическая сдувка пара из компенсатора объема посредством принудительного подъема предохранительных клапанов. Поддержание атмосферного давления в барботере обеспечивается за счет охлаждения водяного объема технической водой через змеевики. В случае превышения давления в барботере срабатывает взрывной клапан с подачей от него в систему дезактивации газообразных выбросов.

На каждом корпусе компенсатора объема, в той части корпусов, в которой при всех режимах имеется вода, установлены электрические нагреватели. Принцип работы парового компенсатора объема заключается в следующем. При постоянном режиме в нормальных условиях все клапаны, кроме запорного, закрыты. При аварийном повышении давления срабатывают предохранительные клапаны 6 или 5. При изменении температурного режима, например при повышении температуры воды в контуре, некоторое дополнительное количество воды по линии 12 поступает в корпус, сжимая пар, давление которого возрастает. Вследствие этого срабатывает регулировочный клапан 16, подавая воду на впрыск. За счет нагрева этой воды часть пара парового заполнения корпусов конденсируется, давление уменьшается вплоть до нормального, при котором регулировочный клапан автоматически закрывается, прекращая подачу воды на впрыск. Подключение впрыска к «холодной» напорной стороне главного циркуляционного контура позволяет использовать перепад главных циркуляционных насосов для преодоления сопротивления системы компенсатора объема и уменьшает расход впрыскиваемой воды. При незначительных изменениях температуры давление поддерживается без впрыска холодной воды. Так, с ростом температуры и повышением давления пара происходит частичная его конденсация, а при снижении температуры и уменьшении давления — частичное испарение воды водяного объема корпусов. В связи с этим паровой компенсатор объема позволяет поддерживать постоянное давление в контуре с очень большой точностью.

Для предотвращения резких термических качек металла корпуса в области сопл распыла впрыскиваемой воды корпуса компенсатора снабжены внутренней защитной листовой оболочкой из нержавеющей аустенитной стали.

Максимальный объем компенсатора ($V_{к.о.в.} \text{ макс.}$), занимаемый водой, должен отвечать 100 %-ной нагрузке реактора. Чем меньше минимальная нагрузка, в пределах которой поддержание постоянного давления в контуре возлагается на компенсатор объема, тем больше полный объем компенсатора. Обычно увеличение объема воды в контуре при ее нагреве в процессе разогрева компенсируется дренированием избытка воды в баки «грязного» конденсата. Такое дренирование осуществляют как до начала подъема мощ-

ности, так и по достижении некоторой величины мощности (10—20%). Отвечающий этой нагрузке объем $(V_{\text{к.о.в}})_{\text{мин}}$ компенсатора объема, занимаемый водой, должен обеспечить уровень, ниже которого спуск воды недопустим. Для парового компенсатора объема этот уровень на 100 мм выше верхнего ряда электронагревателей. Исходя из этого, максимальный объем компенсатора, занимаемый водой,

$$(V_{\text{к.о.в}})_{\text{макс}} = (V_{\text{к.о.в}})_{\text{мин}} + (G_{\text{о.к}} - G_{\text{тк}} + G_{\text{о.к.о}}) v_{\text{в.к.о}}, \quad (\text{X.3})$$

где $G_{\text{о.к}}$ и $G_{\text{о.к.о}}$ — вес воды соответственно в главном циркуляционном контуре и в водяном объеме компенсатора объема в начальных условиях, т. е. в условиях, отвечающих $(V_{\text{к.о.в}})_{\text{мин}}$, кг; $G_{\text{тк}}$ — вес воды в главном циркуляционном контуре при расчетной рабочей температуре, кг; $v_{\text{в.к.о}}$ — удельный объем воды в условиях компенсатора объема, м³/кг. Общий объем корпусов компенсатора объема

$$V_{\text{к.о}} = (V_{\text{к.о.в}})_{\text{макс}} + V_{\text{ж.о.г}}, \quad (\text{X.4})$$

где $V_{\text{к.о.г}}$ — минимальный объем газовой (или паровой) подушки. Как видно из рис. X.18, паровой компенсатор для второго блока НВАЭС имеет четыре корпуса (диаметр каждого корпуса 1500 мм с общим объемом 43 м³). Более целесообразно укрупнение компенсатора объема, что и сделано в последующих проектах. Так, для ВВЭР-440 применен корпус диаметром 2400 мм (объем 38 м³), для ВВЭР-1000 — один корпус диаметром 3000 мм (объем 77 м³). Материалом для компенсатора объема служит перлитная сталь, возможно применение плакировки ее изнутри нержавеющей аустенитной сталью.

Для реакторов с графитовым замедлителем существует еще вспомогательная система газового заполнения межреакторного пространства. Для заполнения кладки аппарата применяют азот повышенной чистоты (содержание аргона не более 0,05%), циркулирующий в замкнутой системе, для чего используют газодувки — рабочую малой производительности (например, 30 м³/ч) и аварийную большой производительности (до 1000 м³/ч). В графитовой кладке создается давление, равное 20 мм вод. ст. При аварии в графитовую кладку могут проникнуть пар и вода реактора с активацией азота заполнения, поэтому часть газа непрерывно отсасывается (до 3 м³/ч) в вакуумный газгольдер выдержки с последующей очисткой на аэрозольных фильтрах.

X.5. Водный режим реакторов

В воде реакторов могут содержаться: естественные примеси воды, продукты коррозии конструкционных материалов, газы, возникающие в результате процесса радиолиза, и газообразные продукты деления топлива. В отдельных ситуациях, например при разрушении оболочек единичных ТВЭЛов, в воду реакторов могут проникать и другие продукты деления ядерного топлива.

От организации *водного режима* в значительной мере зависит надежность работы реактора, которая определяется прежде всего предотвращением отложений на поверхности тепловыделяющих элементов. Твердые отложения на теплообменных поверхностях нагрева парогенератора со стороны первого контура влияют только на тепловую экономичность, но не на надежность

Таблица X.3. Характеристики радиоактивных изотопов естественных примесей воды реакторов

Радиоактивные изотопы	Содержание в естественной смеси, %	Период полураспада	Характер излучения
Анионы			
^{28}Si	92,7	2,6 ч	β
^{32}P	100	14,3 сут	β
^{35}S	4,15	81,1 сут	β
^{37}S	0,016	5,04 мин	β
^{36}Cl	75,4	$210 \cdot 10^2$ лет	β
^{38}Cl	24,6	37,5 мин	β и γ
Катионы			
^{24}Na	100	14,8 ч	γ
^{27}Mg	11,29	10,2 мин	β и γ
^{45}Ca	2,06	152 сут	β
^{49}Ca	0,18	2,5 ч	β
^{48}Ca	0,18	30 мин	β

работы. Отложения на других частях контура не влияют ни на тепловую экономичность, ни на надежность водного режима. Однако предотвращение отложений в любой части первого контура является дополнительным требованием водного режима реакторного контура.

Твердые отложения не могут накапливаться непрерывно. Наступает определенная толщина отложений, зависящая от их состава и структуры, а также скорости воды, при которой начинается смыв отложений с возможным переносом их в активную зону. Под слоем отложений возможны подшламовая коррозия (это особенно относится к днищу корпуса реактора) и частичное внедрение отложений в конструкционные материалы, затрудняющие их дезактивацию (см. гл. XVI) и доступность оборудования для ремонта. Исходя из изложенных выше требований, физико-химические и химические показатели воды реактора нужно поддерживать на уровне, при котором процессы коррозии имеют минимальную интенсивность.

Важное требование к водному режиму АЭС любых типов — возможно меньшая активация реакторной воды за счет находящихся в ней примесей. Из табл. X.3 видно, что подавляющее большинство ионов естественных примесей реакторной воды имеют мягкое β -излучение, с которым можно практически не считаться в условиях наличия более серьезных излучений. Два изотопа ^{38}Cl и ^{27}Mg дают β - и γ -излучение, но период полураспада их невелик и радиоактивность их быстро падает в процессе останова реактора. Кроме того, в условиях водного режима реакторов абсолютное содержание этих ионов в воде реакторов очень мало и строго нормируется.

Ион Na активируется полностью и дает жесткое γ -излучение. Период его полураспада таков, что после останова с ним пришлось бы считаться, если бы содержание Na в воде реактора было значительным. Именно в связи с такой характеристикой изотопа Na добавочная вода реактора, так же как и вода первоначального заполнения, не может быть только умягченной, а должна быть обессоленной, хотя применение H- и Na-катионирования, а не обессоливания позволило бы поддерживать в воде реактора любое необходимое, в том числе довольно высокое, значение величины pH. При обессоленной воде, pH которой составляет 6,3—6,5, это невозможно. Активация натрия не позволяет применять и едкий натр как добавку в воду реактора для повышения pH, хотя это было бы наиболее удобно, особенно в системах

Таблица X.4. Характеристика радиоактивных изотопов примесей, переходящих в воду реакторов в результате процессов коррозии

Радиоактивные изотопы	Содержание в естественной смеси, %	Период полураспада	Характер излучения
В связи с коррозией сталей:			
⁵¹ Cr	4,31	26,5 сут	γ
⁵⁶ Mn	100	2,59 ч	β и γ
⁵⁹ Fe	0,31	46 сут	β и γ
⁶⁰ Co	100	5,3 лет	γ
⁶⁶ Ni	30,9	4,34 мин	γ
В связи с коррозией латуней:			
⁶⁴ Cu	69,1	12,9 ч	γ
⁶⁶ Zn	0,88	2,5 ч	β и γ
⁶⁸ Zn	48,89	250 сут	γ
⁶⁹ Zn	18,56	13,8 ч	γ
⁷⁰ Zn	18,56	57 мин	γ
⁷¹ Zn	0,62	2,2 мин	γ
В связи с коррозией циркониевых сплавов:			
⁹⁰ Zr	17,4	65 сут	β и γ
⁹¹ Zr	2,8	17 ч	β и γ

без кипения, где нет опасности упаривания воды с повышением концентраций щелочи до пределов, опасных по соображениям щелочной хрупкости сталей. На атомных станциях США для этой цели используют или гидроокись лития, или гидроокись аммония. В СССР применяется аммиак, который или вводится непосредственно, или образуется при вводе гидразина, разлагающегося в нейтронном поле. Возможно применение едкого кали, как это будет показано далее.

Продукты коррозии латуней могут попасть в воду реактора только на одноконтурных станциях в связи с коррозией трубок конденсаторов и ПНД. Не говоря уже об опасностях образования медистых накипей, наблюдавшихся на ряде зарубежных одноконтурных АЭС, продукты коррозии латуней (табл. X.4) могут существенно ухудшить радиационную обстановку после останова реактора в связи с жестким γ-излучением изотопов меди и цинка, из которых только ⁷¹Zn практически не оказывает влияния на активацию воды. Из этого следует, что 100%-ная конденсатоочистка (см. § VII.5) для одноконтурных АЭС абсолютно необходима. Следует ликвидировать возможность поступления этих ионов в воду одноконтурных атомных станций и вследствие коррозии трубок ПНД. Возможны два пути решения этого вопроса: первый — выполнение трубок ПНД из нержавеющей аустенитных сталей (дорог, но применяется); второй — выполнение трубок ПНД из перлитных или даже простых углеродистых сталей с применением мер, повышающих их коррозионную стойкость, а также с установкой в системе конденсатно-питательного тракта электромагнитных фильтров (например, после деаэратора, т. е. на полном расходе питательной воды), или высокотемпературных катионитных фильтров на отдельных потоках конденсатов (например, на потоках дренажей греющих паров ПНД) — в настоящее время разрабатывается. Из табл. X.4 видно, что продукты коррозии циркониевых сплавов не могут серьезно влиять на радиационную обстановку. Абсолютное содержание изотопов циркония в воде реактора очень

мало как в связи с высокой коррозионной стойкостью циркониевых сплавов, так и потому, что их поверхность в составе реакторного контура в 5—10 раз меньше, чем сталей.

Таким образом, из примесей реакторной воды основное значение имеют продукты коррозии сталей, неизбежно присутствующие в воде любых реакторов в результате коррозии главным образом внереакторной части станции. Концентрации окислов железа должны поддерживаться на уровне 5—10 мкг/кг (в пересчете на Fe) в питательной воде одноконтурных АЭС и в подпиточной воде реакторов двухконтурных АЭС.

На коррозию под напряжением нержавеющей аустенитных сталей и на скорость общей коррозии конструкционных материалов влияет содержание кислорода. В связи с этим первоначальное заполнение производят обессоленной водой, прошедшей деаэрацию и дополнительно обработанной гидразином с избытком ~ 1 мг/кг. Подпиточную воду реактора, возмещающую утечки, также пропускают через деаэратор и т. д. Тем не менее необходимо считаться с радиоллизом воды. Разложение воды в высокотемпературных энергетических реакторах с водным теплоносителем — это разрыв молекулы воды под действием излучения с образованием радиолитического газа: смеси двух объемов водорода и одного объема кислорода; одновременно идет процесс рекомбинации и от соотношения интенсивности этих двух процессов и зависит поступление кислорода в воду. Как продукт радиоллиза возникает еще и перекись водорода.

Условия рекомбинации для двухконтурных и одноконтурных реакторных систем различны. В реакторах, охлаждаемых водой под давлением, радиолитическое разложение воды идет интенсивно только вначале, а затем процесс замедляется. Этому способствуют: высокие температуры воды и интенсивность γ -излучения, благоприятствующие образованию радикалов, но не молекулярных продуктов радиоллиза, а также отсутствие паровой фазы, замедляющее удаление газообразных продуктов разложения и воды реактора.

В кипящих реакторах обычно температура воды ниже, а главное — продукты радиоллиза непрерывно выводятся с паром, не успевая рекомбинировать. Поэтому скорость радиолитического разложения с течением времени не снижается и содержание радиолитического кислорода может быть значительным: 0,05—0,1 мг/кг в воде и до 40 мг/кг в паре.

В США в реакторах с водой под давлением минимальное содержание кислорода поддерживается введением некоторого избытка газообразного водорода.

Так как существует опасность наводороживания циркониевых сплавов и низколегированных перлитных сталей и, как следствие, их охрупчивание, то намечается тенденция к отказу от непосредственной корректировки водного режима по содержанию кислорода. Для кипящих реакторов попытки корректировать содержание кислорода введением каких-либо добавок привели бы к очень большим расходам без заметного влияния на ход радиоллиза, поэтому в них отказываются от корректировки протекания процесса радиоллиза.

Неизбежное присутствие кислорода заставляет жестко нормировать в воде реактора содержание хлор-иона как показателя, интенсифицирующего общую коррозию всех конструкционных материалов и особенно коррозию под напряжением аустенитных нержавеющей сталей. Аналогично воздействие на коррозию под напряжением также и фторидов, нормируемых на том же уровне, что и хлориды.

Важным показателем воды, влияющим на интенсивность коррозии конструкционных материалов, является величина рН. Установлено, что общая коррозия нержавеющей аустенитных сталей практически мало меняется в ин-

тервале рН 6,5—10, но для перлитных сталей эта зависимость значительна. Для снижения интенсивности их общей коррозии необходимо, или рН 9,6—9,5, или должны быть приняты меры повышения коррозионной стойкости перлитных сталей.

Наибольшей радиоактивностью обладают воды собственно реакторов. Обычно активность их устанавливается на уровне 10^{-4} Ки/кг. В ряде установок она оказывается даже меньшей, порядка 10^{-5} Ки/кг, но в случае нарушения герметичности оболочек ТВЭЛов радиоактивность контурной воды может возрасти до 10^{-3} Ки/кг и даже до 10^{-1} Ки/кг, что свидетельствует об аварийной ситуации. При этом во всех случаях речь идет о радиоактивности за вычетом основной газовой, так как времени от отбора пробы до ее анализа достаточно для практически полного спада кислородной радиоактивности.

Важный фактор, во многом определяющий организацию водного режима реакторов,— борное регулирование, ставшее обязательным для АЭС с ВВЭР. В условиях одноконтурных АЭС борное регулирование не применяют, так как борная кислота интенсивно выносятся с паром (см. коэффициент распределения на рис. III.2) и затем полностью выводится на ионообменных фильтрах конденсатоочистки. В связи с этим необходимы большие затраты на постоянное введение борной кислоты в воду реактора. Для реакторов двухконтурных АЭС обязательно применение борного регулирования. Это относится как к реакторам ВВЭР-440, так и к реакторам ВВЭР-1000 и ВВЭР-500. Борная кислота имеет ряд существенных преимуществ при использовании ее в реакторных условиях. Она химически устойчива в радиационных условиях, хорошо растворима и дает хорошо растворимые соединения с катионами воды реакторов, а также практически не влияет на коррозию конструкционных материалов. Однако отмечено, что борная кислота несколько увеличивает переход продуктов коррозии в воду, а при значительных ее концентрациях скорость коррозии сталей может несколько увеличиваться в связи с существенным понижением величины рН.

Поддержание значения величины рН на допустимом уровне для реакторов ВВЭР производится за счет введения щелочей. Из их числа безусловно введение летучей щелочи — аммиака. В связи с радиационным разложением NH_3 воздействие его на величину рН ограничивается. В дополнение к аммиаку вводится КОН, что несколько дороже добавления NaOH, но активация реакторной воды за счет КОН существенно меньше, чем за счет NaOH. Соответствующий водный режим называют *смешанным аммиачно-кальциевым режимом* при борном регулировании. Нормирование такого водного режима реакторной воды сведено в табл. X.5. Необходимость ограничения концентрации хлор-иона была обоснована в начале данного параграфа. В процессе эксплуатации реактора двухконтурной АЭС нет оснований для увеличения концентрации хлор-иона. Однако в табл. X.4 концентрация хлор-иона оговорена. Это объясняется возможным поступлением хлор-иона с вводимой борной кислотой. Для предотвращения этого необходимо, чтобы в борной кислоте содержание хлор-иона составляло не более 0,005%.

В процессе эксплуатации в воду реактора будут непрерывно переходить окислы конструкционных материалов. Сопоставление величины поверхностей использованных материалов показывает, что в основном в воде реактора должны присутствовать окислы железа. Поэтому нормирование достаточно ограничить именно ими и на основе этого рассчитать необходимый расход воды реактора, направляемой на очистку в ионообменной установке.

При борном регулировании вся вода в любых емкостях АЭС хранится только как борированная, а емкости изготовляют из аустенитных нержавеющих сталей. Систему борного регулирования создают в виде двух «ниток»,

Т а б л и ц а X.5. Показатели смешанного аммиачно-калиевого режима при борном регулировании для ВВЭР

Показатели	Нормируемые величины	Примечание
Калий, мг/кг	2,5—12,0	Регулируется для поддержания величины рН не менее 5,7 при любых требуемых концентрациях борной кислоты
Аммиак, мг/кг	>5,0	Однако не более концентрации, при которой содержание водорода превышает 60 норм. мл/кг
Водород, норм. мл/кг	30—60	Поддерживается за счет регулирования подачи аммиака
Кислород, мг/кг	0,01	Складывается самопроизвольно в связи с подавлением радиолиза
Хлор-ион, мг/кг	<0,1	—
Фториды, мг/кг	<0,1	—
Борная кислота, г/кг	До 16,0	В зависимости от технологического ядерно-энергетического режима работы реактора
Величина рН	5,7—10,2	Складывается в зависимости от концентраций борной кислоты, калия и аммиака

так как перерыв в ее работе недопустим. Для экономии борной кислоты предусматривается ее регенерация из анионитовых фильтров системы очистки реакторной воды.

Расчет величины расхода воды реактора, направляемой на очистку в ионообменную установку с последующим возвращением в реактор, делается на основе балансовых соотношений по продуктам коррозии. Такие соотношения достаточно составить для сталей. Например, для аустенитной нержавеющей стали типа 18/8

$$\sum H_{18/8} \zeta_{18/8} \eta_{18/8} = D_{\text{оч.р}} (s_p^{\text{Fe}} - s_{\text{р.оч}}^{\text{Fe}}), \quad (\text{X.5})$$

где $\sum H_{18/8}$ — общая поверхность сталей типа 18/8 в реакторном контуре, м^2 ; $\zeta_{18/8}$ — скорость коррозии этой стали в пересчете на Fe, которая может быть принята на уровне 0,5—1,0 мг/($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$); $\eta_{18/8}$ — степень перехода продуктов коррозии стали 18/8 в воду, составляющая 0,1—0,2; $D_{\text{оч.р}}$ — расход воды реактора на очистку, кг/ч; s_p^{Fe} — концентрация окислов железа в воде реактора, в пересчете на Fe, мг/кг; $s_{\text{р.оч}}^{\text{Fe}}$ — концентрация окислов железа после ионообменной установки в пересчете на Fe, мг/кг.

Очистка воды реактора в ионообменных фильтрах может осуществляться в установке по типу, показанному на рис. III.1, т. е. под полным давлением реактора. Такое решение принято, например, для ВВЭР-440. Оно имеет определенные преимущества, так как вместо специального насоса для преодоления сопротивления ионообменной установки используется перепад на ГЦН. Недостаток такой системы — дороговизна установки, работающей на полном давлении. Этот недостаток сказывается в тем большей степени, чем выше давление в реакторе. В связи с этим в ВВЭР-1000 принято решение о дросселировании давления очищаемой воды до 2,0 МПа и соответственно о работе на этом давлении очистной установки с последующей подачей воды в реактор специальным насосом. Такая установка применительно к смешанному аммиачно-калиевому режиму при борном регулировании для ВВЭР-1000 приведена на рис. X.19.

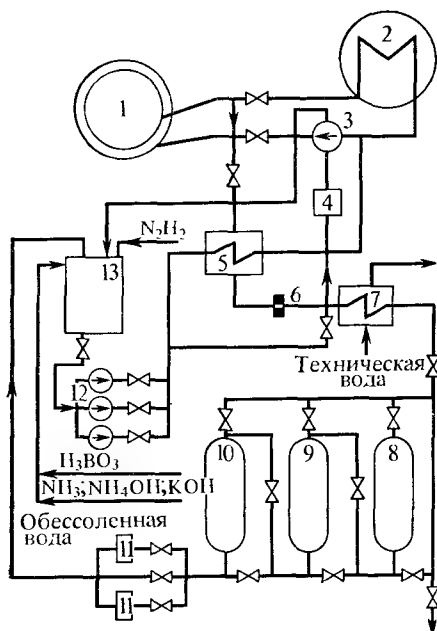


Рис. X.19. Очистка реакторной воды для ВВЭР-1000 при смешанном аммиачно-калиевом режиме и борном регулировании:

- 1 — реактор;
- 2 — парогенератор;
- 3 — ГЦН;
- 4 — система уплотнения вала ГЦН;
- 5 — регенеративный теплообменник;
- 6 — дроссельное устройство;
- 7 — доохладитель;
- 8 — Н-катионитовый фильтр;
- 9 — NH_4 -К-катионитовый фильтр;
- 10 — анионитовый фильтр;
- 11 — механический фильтр;
- 12 — подпиточные насосы;
- 13 — бак подпиточных насосов

В герметичном помещении реакторной установки (см. рис. X.14) расположены те элементы системы очистки, которые работают под полным давлением реактора, т. е. регенеративный теплообменник и дроссельное устройство. Остальная часть очистной установки вынесена за пределы биологической защиты. Ионообменные фильтры 8, 9 и 10 загружены соответственно катионитом в Н-форме, катионитом в смешанной NH_4 -К-форме и анионитом в ОН-форме, которая в процессе работы переходит в борнокислую форму. После ионообменных фильтров вода может быть направлена на механические фильтры 11 для улавливания мелких фракций смол в случае их выноса из фильтров 8, 9, 10. Очищенная вода поступает в подпиточный бак 13, выполненный в виде деаэратора и рассчитанный на давление около 1,2 МПа. Из бака вода возвращается подпиточными насосами в реактор и подается на уплотнения вала ГЦН. В бак-деаэратор подают обессоленную воду и все необходимые реагенты.

Для одноконтурной АЭС борное регулирование не используют, поэтому обычно водный режим реакторов одноконтурных АЭС является бескоррекционным с обработкой контурной воды на ионообменной установке. Учитывая значительно меньшие давления в реакторе одноконтурной АЭС, вполне возможно использование ионообменной установки на полное давление реактора.

Постоянное поступление примесей питательной воды в реактор одноконтурной АЭС (естественных и продуктов коррозии) создает для реактора условия более тяжелые, чем в реакторах двухконтурных АЭС. Нормирование воды реактора одноконтурной АЭС характеризуется показателями, приведенными ниже;

Фториды, мг/кг	<0,1
Хлор-ион, мг/кг	<0,1
Жесткость, мкг-экв/кг	<5
Кремнекислота, мг/кг	0,5—1,0
Окислы меди в пересчете на Cu, мкг/кг	<50
Радиоактивность, Ки/кг	<10 ⁻⁴

Отсюда видно, что основное нормирование связано с жесткостью воды реактора и концентрацией в ней хлоридов и фторидов.

В связи с бескоррекционным режимом исключается воздействие на величину рН реакторной воды, которая при этом может быть равна рН 6,3—6,7. Расчеты концентраций естественных примесей в воде реакторов одноконтурных станций аналогичны соответствующим расчетам для вторых контуров двухконтурных АЭС, методика которых изложена в § III.2.

Наличие 100%-ной конденсатоочистки приводит к тому, что расчет расхода очищаемой воды одноконтурной АЭС по естественным примесям воды дает очень малые величины. 100%-ная конденсатоочистка выводит из конденсата также и окислы конструкционных материалов. Однако на тракте от конденсатоочистки до реактора они непрерывно вновь поступают в тракт, поэтому надо рассчитывать расход воды на очистку, исходя из обеспечения в воде реактора допустимой концентрации окислов железа (в пересчете на Fe). Для АЭС любых типов необходимо предусматривать первоначальное заполнение реакторной системы обессоленной и обескремненной водой, поэтому водоподготовку всегда производят по методу обессоливания с обескремниванием, а ее производительность обязательно сопоставляют с потребностями первоначального заполнения.

Безусловно перспективна замена аустенитных нержавеющей сталей перлитными в составе реакторных контуров. Наряду с удешевлением оборудования АЭС использование перлитных сталей обеспечивает меньшую активацию оборудования в процессе эксплуатации и потому большую его доступность для ремонта. Из табл. X.4 видно, что активация оборудования из углеродистых сталей, не имеющих в своем составе никеля, кобальта и хрома, существенно меньше, чем нержавеющей аустенитных. Перлитные стали не склонны к коррозии под напряжением: они технологичны, дешевы и недефицитны. Единственный их недостаток — невысокая общая коррозионная стойкость, особенно проявляющаяся в начальные периоды работы установок и в стояночных режимах. Для корпусов реакторов двухконтурных АЭС и трубок их парогенераторов периодической обработкой перлитных сталей, например в процессе нейтронно-термического разложения комплексатов железа, можно создать на поверхности стали прочный защитный магнетитовый слой, позволяющий даже при низких значениях рН получать скорости общей коррозии на уровне величин, характерных для нержавеющей аустенитных сталей. Это относится как к длительной эксплуатации, так и к пусковым периодам и стояночным режимам.

Для перлитных трубопроводов больших диаметров реакторных контуров как двухконтурных, так и одноконтурных АЭС по соображениям защиты от эрозии необходима плакировка их аустенитными нержавеющей сталями. Но для барабанов-сепараторов одноконтурных АЭС от такой плакировки можно отказаться, так как скорости среды в них незначительны. Не нужна плакировка и как защита от коррозии, так как исследованиями последних лет доказано существование перекиси водорода в реакторной воде при любой мощности реактора и ее пассивирующее воздействие на перлитные стали. Отказ от плакировки барабанов-сепараторов существенно удешевит реакторы одноконтурных АЭС.

ПАРОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

ХІ.1. Роль парогенераторных установок в системе атомной электростанции и выбор их параметров и конструкций

Парогенераторная установка — обязательный элемент любой двухконтурной АЭС. Она разделяет первый и второй контуры и принадлежит в равной мере как тому, как и другому. Применение парогенератора в системе одноконтурной АЭС (см. рис. II.2, б), хотя и имеет некоторые положительные стороны, в настоящее время можно считать неоправданным из-за значительного увеличения стоимости оборудования. В условиях выбранных параметров теплоносителя на выходе из реактора параметры пара, выдаваемого парогенератором на турбину, определяются теплотехнической схемой парогенератора; величиной температурного напора парогенератора между теплоносителем и кипящей водой и перепадом температур теплоносителя в парогенераторе, или, что то же, перепадом температур теплоносителя в реакторе. Возможны три теплотехнических варианта схем парогенераторной установки, представленные на рис. ХІ.1 для атомной станции с водо-водяным энергетическим реактором. На этом же рисунке представлены t , Q -диаграммы для этих вариантов парогенераторной установки и T , s -диаграммы для соответствующих пароводяных циклов. Наиболее простая схема (рис. ХІ.1, б) не имеет водяного экономайзера. Питательная вода, поступающая в этот аппарат, смешивается с водой, находящейся внутри корпуса, и нагревается до температуры насыщения в основном за счет конденсации некоторого количества пара. Поэтому с достаточным приближением можно считать, что температура рабочего тела в парогенераторе неизменна и равна температуре насыщения. В парогенераторе, генерирующем сухой насыщенный пар, температурный напор на входе теплоносителя всегда выше, чем на выходе, на величину охлаждения теплоносителя.

Парогенераторная установка может быть с выделенным водяным экономайзером (рис. ХІ.1, а и в), но может и не иметь его. При наличии водяного экономайзера минимальный температурный напор несколько смещается, как это видно из t , Q -диаграммы. Однако соответствующее возможное повышение давления очень невелико. Выделенный водяной экономайзер позволяет увеличить температурный напор и, казалось бы, уменьшить требуемую поверхность нагрева. Однако в водяном экономайзере коэффициент теплоотдачи всегда меньше, чем для испарительной поверхности нагрева. Поэтому выигрыш в суммарной поверхности нагрева парогенераторной установки будет иметь место только в том случае, если $\Delta t_{в.э} k_{в.э} > \Delta t_{исп} k_{исп}$, т. е. если рост температурного напора будет больше уменьшения коэффициента теплопередачи: $\Delta t_{в.э} / \Delta t_{исп} > k_{исп} / k_{в.э}$.

Выделение самостоятельного водяного экономайзера даже при выигрыше в поверхности нагрева обычно удорожает установку; если водяной экономайзер размещен в отдельном корпусе, то увеличиваются габариты установки (в основном за счет трубопроводов теплоносителя); если самостоятель-

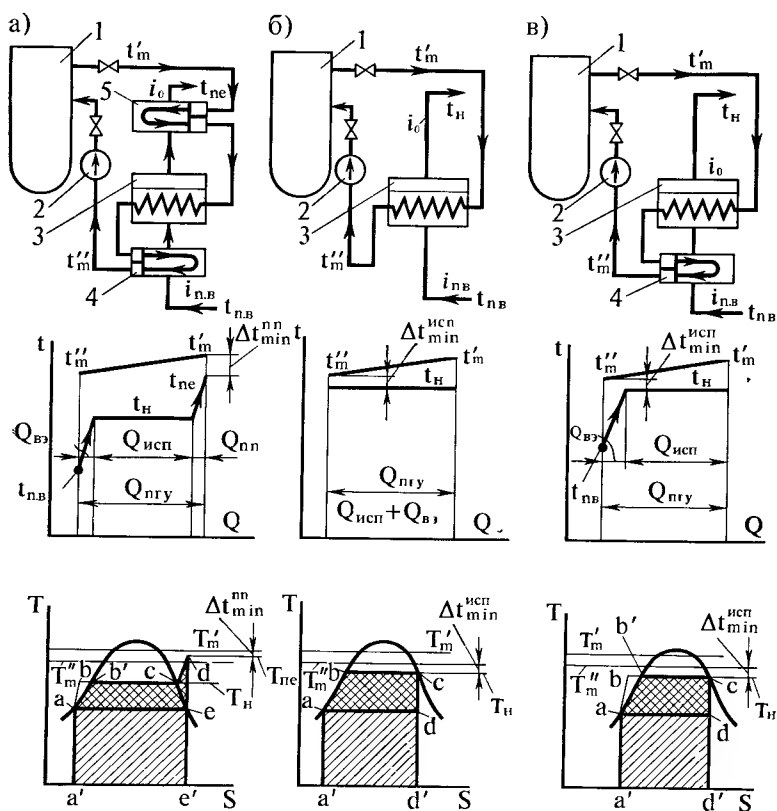


Рис. XI.1. Теплотехнические схемы парогенераторных установок двухконтурных атомных станций с водо-водяным реактором:

- а — парогенераторная установка с пароперегревателем и водяным экономайзером;
 б — парогенераторная установка без перегрева пара и без водяного экономайзера;
 в — парогенераторная установка без перегрева пара с водяным экономайзером;

1 — реактор;

2 — главный циркуляционный насос;

3 — испаритель;

4 — водяной экономайзер;

5 — пароперегреватель

ная поверхность экономайзера выделена в пределах одного и того же корпуса парогенераторной установки, то усложняется, и обычно в ущерб надежности, расположение поверхностей нагрева в корпусе. Поэтому для АЭС с водо-водяными реакторами наиболее распространена схема, показанная на рис. XI.1, б.

Целесообразно, а иногда и обязательно, применение отдельного водяного экономайзера только при необходимости охлаждения теплоносителя до температур меньших, чем температура кипения в парогенераторе. Для парогенераторных установок с газовым теплоносителем при низких давлениях пара обязательно применение отдельного водяного экономайзера (см. гл. XX). Для двухконтурных АЭС с кипящим реактором (рис. XI.2) применение отдельного водяного экономайзера позволяет уменьшить температуру теплоносителя при входе в активную зону и снизить процент парообразования в реакторе, что повышает надежность работы.

Минимальная величина температурного напора $\Delta t_{\min}^{\text{исп}}$ для схемы, приведенной на рис. XI.1, б, имеет большое значение для выбора давления на-

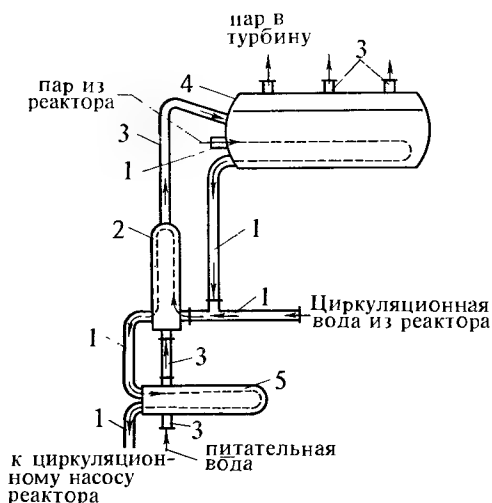


Рис. XI.2. Схема парогенераторной установки первой очереди Белоярской АЭС:

- 1 — тракт теплоносителя;
- 2 — вторая ступень водяного экономайзера;
- 3 — тракт рабочей среды;
- 4 — испаритель;
- 5 — первая ступень водяного экономайзера

сыщенного пара. Чем больше $\Delta t_{\min}^{\text{исп}}$, тем меньше потребная величина поверхности нагрева парогенератора и его стоимость, а следовательно, и стоимость установленного киловатта. Однако чем больше $\Delta t_{\min}^{\text{исп}}$, тем меньше рабочее давление пара и тем ниже тепловая экономичность станции. Обычно $\Delta t_{\min}^{\text{исп}} = 10\text{—}15^\circ\text{C}$, но сама абсолютная величина этого напора столь мала, что сравнительно небольшое ее изменение, например на $2,5^\circ\text{C}$ означает изменение потребной поверхности нагрева, а следовательно, и стоимости на 15—20%. Поэтому соответствующий технико-экономический расчет должен быть проведен весьма тщательно, а в какой-то мере продолжен и в эксплуатации. Величина $t_{\min}^{\text{исп}}$ должна отсчитываться от конечной температуры охлаждения теплоносителя в парогенераторе. Если начальная температура теплоносителя определяется условиями работы реактора (допустимое давление и использование поверхностного кипения), то конечная требует технико-экономического расчета, так же как и выбор величины $t_{\min}^{\text{исп}}$. Тепловой баланс парогенераторной установки АЭС с водо-водяным реактором

$$G_{\text{в}} c_p (t'_{\text{т}} - t''_{\text{т}}) \gamma_{\text{лк}} = D (i_0 - i_{\text{п.в}}), \quad (\text{XI.1})$$

где $G_{\text{в}}$ — расход теплоносителя, кг/ч; c_p — теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·град); $t'_{\text{т}}$ и $t''_{\text{т}}$ — температура теплоносителя на входе и выходе из парогенератора, $^\circ\text{C}$; D — паропроизводительность, кг/ч; i_0 и $i_{\text{п.в}}$ — энтальпии насыщенного пара и питательной воды, кДж/кг.

Из уравнения (XI.1) следует, что расход теплоносителя обратно пропорционален разности энтальпий (температур) воды при входе и выходе из реактора, или, что то же, из парогенератора:

$$G_{\text{в}} = D (i_0 - i_{\text{п.в}}) / [c_p (t'_{\text{т}} - t''_{\text{т}})] \gamma_{\text{лк}}. \quad (\text{XI.2})$$

Чем больше разность энтальпий теплоносителя, тем меньше может быть его расход и, следовательно, меньше затраты электроэнергии на собственные нужды. Кроме того, уменьшение расхода теплоносителя при сохранении

Таблица XI.1 Теплотехнические характеристики парогенераторов АЭС с ВВЭР

Основные теплотехнические характеристики парогенераторов	ВВЭР-210	ВВЭР-365	ВВЭР-440	ВВЭР-550 и ВВЭР-1000
Число парогенераторов на один реактор	6	8	6	2 для ВВЭР-500 4 для ВВЭР-1000
Электрическая мощность на один парогенератор, МВт	38	45,5	73,3	250
Паропроизводительность парогенератора, т/ч	230	325	452	1469
Температура теплоносителя на входе/выходе парогенератора, °С	273/252	280/252	301/268	322/289
Перепад температур теплоносителя, °С	21	28	33	33
Температура питательной воды, °С	189	195	226	220
Давление (температура) насыщенного пара, МПа/°С	3,2/236	3,3/238	4,7/259	6,4/278
Температурный напор (минимальный/максимальный), °С	16/37	14/42	10/41	11/44
Средний логарифмический температурный напор, °С	24,7	25,5	21,2	24,7
Поверхность нагрева парогенератора, м ²	1300	1810	2500	5200
Паросъем с 1 м ² поверхности нагрева, кг/(м ² ·ч)	176,5	180	180	282
Коэффициент теплопередачи, кДж/(м ² ·ч·°С)	15 450	15 750	15 550	26 800
Удельная тепловая нагрузка поверхности нагрева, кДж/(м ² ·ч)	381·10 ³	402·10 ³	331·10 ³	660·10 ³

прежней его скорости позволит уменьшить стоимость трубопроводов и главного циркуляционного насоса, т. е. стоимость установленного киловатта. Но чем больше разность температур теплоносителя, тем меньше при той же начальной температуре будет конечная температура теплоносителя, а следовательно, и начальные параметры пара, что приведет к уменьшению тепловой экономичности станции. Для водного теплоносителя при современном соотношении цен, применяемых конструктивных решениях и конструкционных материалах перепад температур теплоносителя в парогенераторе (в реакторе) составляет примерно 30°C (табл. XI.1).

Невысокие значения $\Delta t_{\text{min}}^{\text{исп}}$ приводят для очень мощных АЭС с водо-водяными реакторами к столь большим поверхностям нагрева парогенератора, что изготовление его в виде одного агрегата оказывается невозможным. Невозможно и создание одного главного циркуляционного насоса на такую большую производительность. Наличие нескольких циркуляционных петель позволяет при выходе из строя оборудования одной из петель не останавливать реактора. Тем не менее укрупнение парогенераторов для уменьшения числа циркуляционных петель реактора характеризует развитие атомной энергетики, снижая стоимость установленного киловатта мощности. Повышение параметров теплоносителя позволяет увеличить давление пара в парогенераторе и повысить экономичность атомной электростанции. Реа-

лизация обеих тенденций видна, например, из табл. XI.1, демонстрирующей развитие парогенераторов для отечественных АЭС с ВВЭР. Поверхность нагрева парогенератора всегда представляет собой систему змеевиков малого диаметра, внутри которых течет теплоноситель как среда с существенно большим давлением. Конструктивно парогенератор может быть выполнен и горизонтальным (рис. XI.3 и XI.4) и вертикальным (рис. XI.5) В обоих случаях по стороне второго контура использована естественная циркуляция.

Для отечественных станций с ВВЭР принята горизонтальная конструкция парогенератора вплоть до АЭС с ВВЭР-1000; она технологична в изготовлении и надежна в эксплуатации. Однако по сравнению с парогенератором для ВВЭР-440 и особенно ВВЭР-365 и ВВЭР-210 (см. рис. XI.3) в конструкции парогенераторов для более мощных реакторов (ВВЭР-500 и ВВЭР-1000) приняты меры для существенной интенсификации теплообмена: меньше диаметр трубок, больше скорости теплоносителя, выше температура парообразования (табл. XI.2). Это позволило более чем в 1,7 раза увеличить коэффициент теплопередачи (см. табл. XI.1) и при той же величине температурного напора существенно повысить удельную тепловую нагрузку. Габариты корпуса парогенератора увеличились незначительно (см. табл. XI.2), несмотря на существенное повышение мощности (см. табл. XI.1). Уменьшился вес парогенератора, отнесенный к его паропроизводительности, (см. табл. XI.2), несмотря на повышение давления как в первом, так и во втором контурах.

Таблица XI.2. Конструктивные характеристики парогенераторов АЭС с ВВЭР

Основные конструктивные характеристики	ВВЭР-210	ВВЭР-365	ВВЭР-440	ВВЭР-500 и ВВЭР-1000
Внутренний диаметр корпуса, мм	3010	3010	3210	4000
Длина корпуса, мм	11 570	11 570	11 950	15 000
Давление теплоносителя, МПа . .	10,0	10,5	12,5	16,0
Внутренний диаметр коллектора теплоносителя, мм	750	750	800	850
Толщина стенок коллектора теплоносителя, мм	75	75	130	160
Число/диаметр трубок, шт/мм . .	2074/21×1,5	3664/16×1,4	5146/16×1,4	15648/12×1,5
Средняя длина трубок, мм . . .	9500	10100	8700	8900
Скорость теплоносителя в трубках, м/с	2,94	3,36	2,70	4,89
Максимальная высота трубного пучка, мм	1600	1600	1900	2200
Вес парогенератора без воды, т .	104,2	112	145	265
То же, на 1 т пара	0,45	0,344	0,32	0,18

Горизонтальный тип парогенератора несколько затрудняет размещение в нем пароперегревателя, хотя бы и небольшого. Такой вариант парогенератора для АЭС с ВВЭР-1000 показан, например, на рис. XI.4.

Вертикальный тип парогенератора (см. рис. XI.5) более удобен как для компоновки с корпусом реактора, так и для расположения в паровом объеме поверхности нагрева пароперегревателя.

При производстве слабоперегретого пара габариты парогенератора существенно уменьшаются при выполнении его прямоточным. Такие парогенераторы всегда конструируются вертикальными.

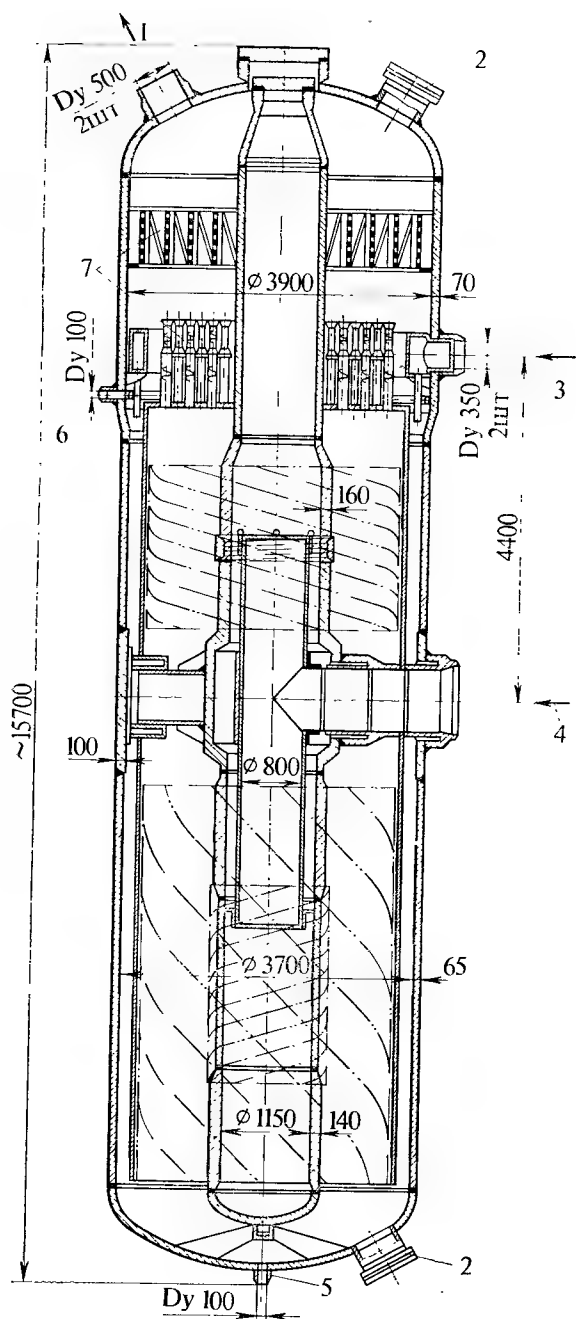


Рис. XI.5. Вариант вертикального парогенератора для ВВЭР-1000:

- 1 — выход пара;
- 2 — люк для обслуживания;
- 3 — вход питательной воды;
- 4 — вход теплоносителя;
- 5 — периодическая продувка;
- 6 — непрерывная продувка;
- 7 — сепарационные устройства

в горизонтальном парогенераторе для осушки пара достаточно простейших сепарационных устройств, в то время как вертикальный парогенератор требует установки в паровом объеме высокоэффективных сепараторов типа циклонов.

Габариты горизонтального парогенератора для ВВЭР-500 или ВВЭР-1000 являются предельными для транспортировки по железной дороге. Возможности интенсификации теплообмена в этом парогенераторе практически ис-

черпаны. Поэтому электрическая мощность его, по-видимому, ограничена 250 МВт (при комплексном водном режиме до 300—330 МВт — см. § XI.2). Для вертикального парогенератора возможно существенное повышение единичной мощности. Выбор мощности парогенератора должен делаться согласованно с мощностью реактора и производительностью ГЦН. Новые мощные вертикальные парогенераторы будут конструироваться с начальным перегревом пара. Это, казалось бы, входит в противоречие с выбором давления пара. Действительно, если принять довольно большой перегрев пара (см. рис. XI.1, а) и величину $\Delta t_{\min}^{\text{п.п}}$ той же, что и $\Delta t_{\min}^{\text{исп}}$ для схем, данных на рис. XI.1, б, в, то давление пара будет существенно меньше. Поэтому перегрев пара выбирают незначительным — достаточным по условиям повышения надежности работы турбины. Выбор температурного напора на выходе из пароперегревателя принимается на уровне 8—10°C, т. е. меньше, чем для испарительной поверхности в схемах, показанных на рис. XI.1, б, в. Это в сочетании с небольшим перегревом приводит к незначительному снижению давления пара, выдаваемого парогенератором. Введение начального перегрева пара повышает тепловую экономичность АЭС. Кроме того, введение перегрева облегчает работу паровпускных устройств турбины, в которых происходит дросселирование пара. При подаче на турбину влажного пара ($\omega \leq 0,2\%$) и дросселировании его в паровпускных устройствах влажность пара в последних возрастает (особенно при частичных нагрузках). Работа в области влажного пара вызывает эрозию паровпускных устройств и снижает надежность работы турбины в тем большей степени, чем больше влажность пара. Поэтому выбор температуры перегрева желателен на уровне, при котором образование влаги в результате дросселирования в паровыпускных устройствах не будет иметь места как при полной мощности, так и при частичных нагрузках. Важность этой проблемы выявилась в процессе эксплуатации турбин насыщенного пара. Таким образом, для двухконтурных АЭС введение начального перегрева пара — относительно легко разрешаемая задача, в то время как для одноконтурной АЭС для той же цели необходим существенно более сложный ядерный перегрев.

Следует иметь в виду, что перегрев пара, выдаваемого парогенератором, приводит к снижению рабочего давления только при последовательном протекании теплоносителя через перегревательную и испарительную поверхности нагрева, как это показано на рис. XI.1, а. Параллельное включение по теплоносителю перегревательной и испарительной поверхностей нагрева позволяет сохранить для парогенератора перегретого пара то же давление, что и для парогенератора насыщенного пара.

XI.2. Водный режим парогенераторов и его нормирование

Стремление создать более компактные парогенераторы приводит к большому затеснению их корпусов, затрудняющему вывод шлама с продувочной водой, что может способствовать образованию отложений на змеевиках парогенераторов. Эти отложения опасны с точки зрения надежности работы, так как температура металла может достичь только температуры теплоносителя, но они приводят к снижению паропроизводительности и мощности установки, поэтому шламовый режим для парогенератора в отличие от реактора в общем допустим, но нежелателен. Шлам в воде парогенератора появляется, во-первых, при подаче фосфатов в воду для перевода кальциевых соединений в шламовую форму, т. е. при применении коррекционного фосфатного

режима; во-вторых, из-за поступления в парогенератор окислов конструкционных материалов всего пароводяного цикла.

Назначение фосфатного режима — замена кальциевого накипеобразования шламообразованием. Но так как шламовый режим нежелателен, то в парогенераторах осуществляется бескоррекционный водный режим, при котором для предотвращения образования накипи содержание кальциевых соединений в воде поддерживается в пределах их истинной растворимости. Это находит свое отражение в нормировании жесткости воды парогенератора.

Поверхность нагрева парогенератора с внутренней стороны омывается водой первого контура. Предотвращение отложений в активной зоне требует высокой чистоты реакторной воды, что обеспечивается за счет использования для трубок парогенератора конструкционных материалов с высокой общей коррозионной стойкостью, например стали типа ОХ18Н10Т. Однако эти стали склонны к коррозии под напряжением, усугубляемой в присутствии хлор-иона.

В реакторной воде, т. е. в воде первого контура, концентрация хлор-иона может быть ничтожной, но в воде парогенератора вследствие парообразования она может достичь опасных для стали ОХ18Н10Т величин. При этом могут возникнуть повреждения трубок, особенно в напряженных местах, например в местах сопряжений с трубными досками. В результате теплоноситель перетечет во второй контур и в его воде появится радиоактивность, осложняющая эксплуатацию. Для предотвращения этого явления возможны два пути: замена стали ОХ18Н10Т другими материалами, не склонными к коррозии под напряжением, и строгое нормирование содержания хлор-иона в воде парогенератора. В зарубежной практике в последние годы применение находит первый путь. Для трубок парогенераторов используют сплавы типа инконеля (20% Cr, 45% Ni, 35% Fe). Отечественная практика использует второй путь*.

Очистка воды парогенератора на ионообменных смолах при регенерации анионита по проскоку хлор-иона может привести к накоплению в воде парогенератора кремнекислоты и отложению ее на трубках парогенератора и в начальных участках промежуточного пароперегревателя турбины, поэтому концентрация кремнекислоты в воде парогенератора также подлежит нормированию. При наличии промежуточного пароперегревателя нормируемая величина концентрации кремнекислоты в воде парогенератора определена расчетно-теоретически, исходя из растворимости кремнекислоты в насыщенном паре при давлении промежуточного пароперегревателя и коэффициенте выноса из воды парогенератора в пределах 0,1—0,5%.

Таким образом, основными нормируемыми, рассчитываемыми и контролируемыми показателями для воды парогенератора являются жесткость, хлор-ион и кремнекислота, что и нашло свое отражение в нормах, приведенных в табл. XI.3. Эти нормы относятся к парогенераторам с естественной циркуляцией при выполнении поверхности теплообмена из сталей типа ОХ18Н10Т и очистке воды на ионообменных фильтрах с возвратом ее в цикл. Если парогенератор предполагается прямоточным, то нормы, указанные в табл. XI.3, непригодны, так же как и изготовление трубок парогенератора из стали ОХ18Н10Т. Это объясняется высоким концентрированием хлор-иона в зоне доупаривания, создающим опасные условия для коррозии под напряжением для этой стали. Если для парогенератора с циркуляцией

* Не исключено использование и первого пути. Однако в СССР он разрабатывается в отношении использования перлитных сталей, что существенно удешевляет парогенератор. Основные исследования направлены при этом на способы существенного повышения общей коррозионной стойкости сталей перлитного класса.

Таблица XI.3. Нормы водного режима парогенераторов АЭС с ВВЭР

Нормируемые показатели и размерности	Питательная вода	Вода парогенератора в установившемся режиме
Растворенный кислород, мкг/кг	< 15	Отсутствует
Хлор-ион, мг/кг	< 0,02	< 1,0
Жесткость, мкг-экв/кг	< 0,5	< 100
Кремниевая кислота в пересчете на SiO_2 , мг/кг	< 0,05	< 5,0
Окислы железа в пересчете на Fe, мкг/кг	< 25	—
Окислы меди в пересчете на Cu, мкг/кг	< 15	—

Примечания: 1. Концентрация хлор-иона в питательной воде отвечает минимально определяемой. 2. При обычном трилометрическом определении величина жесткости питательной воды должна быть в пределах чувствительности метода, т. е. меньше 3 мкг-экв/кг. 3. Фосфатирование воды парогенератора не применяется. 4. Поддержание всех примесей в воде парогенератора в растворенном состоянии может обеспечить дозировка комплексона в питательную воду с расходом $186,0 \text{ з}^{\text{ж}} + 6,7 \text{ зFe} + 6,0 \text{ зCu}$ мкг/кг.

используют инконнель и подобные ему сплавы или перлитные стали, то отпадает необходимость нормирования хлор-иона. В остальном нормы для воды парогенератора могут быть сохранены такими, как показано в табл. XI.3.

Применение бескоррекционного режима, т. е. отказ от фосфатирования, снимает вопрос о выводе с продувкой фосфатного шлама. Однако в воде парогенератора безусловно может находиться железоокисный шлам, вывод которого с продувочной водой из современных конструкций парогенераторов затруднителен. В результате шлам может накапливаться, вызывать подшламовую коррозию и периодически смываться с последующим осаждением на поверхностях нагрева.

Исследования последних лет показали, что установка 100%-ной конденсатоочистки целесообразна для всех охлаждающих вод, а не только для морской воды — это позволяет отказаться от запаса по поверхности нагрева парогенератора. Из расчетов следует, что на стоимости парогенератора при этом экономится сумма, вдвое превышающая стоимость конденсатоочистки. При малой минерализации охлаждающей воды регенерация фильтров конденсатоочистки может производиться 1—2 раза в год или даже реже. При большой минерализации охлаждающей воды конденсаторов конденсатоочистка должна проектироваться с использованием фильтров смешанного действия. Для речных охлаждающих вод с малым содержанием хлор-иона достаточно установка катионитовых фильтров. Чтобы в воде парогенератора не было никакого шлама, необходимо нахождение всех примесей в истинно растворенном состоянии. Это может быть достигнуто за счет коррекции водного режима дозировкой комплексонов в питательную воду парогенератора. Комплексоны, в частности трилон Б (двузамещенная соль этилендиаминтетрауксусной кислоты), образуют со всеми катионами высокорастворимые соединения и исключают шламообразование. Расчет необходимого количества комплексонов приведен в примечании к табл. XI.3.

Строго говоря, нормирование водного режима парогенератора и его контроль достаточны только по отношению к воде парогенератора, как обладающей наибольшими концентрациями в составе второго контура АЭС. Однако нормирование и контроль предусмотрены также и для питательной воды. Жесткость и содержание хлор-иона и кремнекислоты в питательной воде в отсутствие конденсатоочистки могут увеличиться в связи с присосом охлажда-

ющей воды в конденсаторе. Контроль этих показателей в питательной воде оперативнее, чем контроль воды парогенератора, может обнаружить наличие присосов.

Нормирование растворенного кислорода в питательной воде позволяет контролировать работу деаэратора и обеспечивать в контуре возможно меньшие концентрации продуктов коррозии конструкционных материалов. Нормирование окислов железа возможно только в питательной воде, так как оно проведено на уровне предельной растворимости магнетита (см. рис. III.3). Тем самым обеспечивается возможно меньшее содержание окислов железа в воде парогенератора.

Весьма высокие требования к водному режиму парогенераторов АЭС с ВВЭР по жесткости и концентрациям хлор-иона и кремнекислоты могут быть обеспечены только при подготовке добавочной воды, восполняющей утечки в системе второго контура, по методу ее обессоливания и обескремнивания.

Работа турбин АЭС с ВВЭР на насыщенном паре не требует нормирования чистоты пара. Однако необходимо нормировать влажность пара, так как ее увеличение на 1% приводит к снижению экономичности турбины на 0,8% (относительных). Предельная влажность после парогенератора должна быть не более 0,2%. Прямое определение влажности пара существующими методами невозможно, поэтому влажность пара определяют только при теплотехнических испытаниях по выносу натрия, соли которого в значительных концентрациях вводят в воду парогенератора на период испытаний.

Расход воды на очистку может быть определен по (III.8), а в условиях 100%-ной конденсатоочистки — по (III.9). Расход воды на очистку должен выбираться, исходя из расчета по хлор-иону. Это не исключает вывода ионообменной установки на регенерацию при несоблюдении норм по любому из нормируемых показателей (жесткости или кремнекислоте).

Из (III.8) отчетливо видна зависимость расхода воды парогенератора на очистку от присоса охлаждающей воды в конденсаторе. Рост присоса от 0,004 до 0,04% увеличивает расход воды через очистную установку в 10 раз. Соответственно возрастают теплообменные поверхности, входящие в состав очистной установки. В связи с этим необходимо большое внимание уделять плотности конденсаторов, достигаемой, в частности, за счет уплотняющих обмазок трубных досок (см. гл. VII).

В эксплуатации по (III.8) можно определять величину q присоса в конденсаторе по известным значениям p и $s_{\text{ок}}^{\text{Cl}}$ и эксплуатационным замерам $s_{\text{пр}}^{\text{Cl}}$.

В отсутствие конденсатоочистки чистоту питательной воды определяют по (III.11) или (III.11a). Концентрации в охлаждающей воде, паре и воде парогенератора при расчетах необходимо принимать в одинаковых размерностях. В эксплуатации уравнение (III.11) может использоваться также и для определения величины присоса в конденсаторе по эксплуатационным замерам хлор-иона или жесткости для питательной воды парогенератора и охлаждающей воды конденсатора.

Очистку продувочной воды парогенератора можно производить не только при полном рабочем давлении (по схемам, показанным на рис. III.4, а, в), но и после сброса давления (по схемам, изображенным на рис. III.4, б, г). Последнюю схему применяют чаще, так как оборудование проще, а потери экономичности меньше.

ХII.1. Особенности турбинных установок на насыщенном паре

подавляющее большинство АЭС с водным теплоносителем имеет *турбины на насыщенном паре*. Основные конструктивные особенности таких установок связаны с их относительно низкой экономичностью (большие расходы пара) и нарастающей влажностью по ступеням (организация сепарации между цилиндрами).

В любых паровых турбинах, за исключением противодавленческих, приходится иметь дело с работой на влажном паре. Если для турбин на перегретом паре это относится только к последним ступеням, то для машин на насыщенном паре большая часть ступеней, (а в отсутствие промежуточного перегрева — все ступени турбины) работают на влажном паре. Влияние влажности пара сказывается на тепловой экономичности установки, так как внутренний относительный к.п.д. турбины уменьшается при работе на влажном паре. Если для группы ступеней на перегретом паре в зависимости от объемного расхода и отношения давлений на входе и выходе $\eta_{oi} = 89—90\%$, то при использовании влажного пара он тем меньше, чем больше влажность. Приближенно можно считать, что

$$\eta_{oiвл} = \eta_{oi} (x_{ср}/100), \quad (XII.1)$$

т. е. увеличение средней влажности пара на 1% приводит к уменьшению внутреннего относительного к.п.д. турбины также примерно на 1%. Отношение значений внутренних относительных к.п.д. ступеней на влажном паре приближенно равно отношению средних величин сухости пара в этих ступенях, т. е.

$$(\eta_{oiвл})_1/(\eta_{oiвл})_2 = (x_{ср})_1/(x_{ср})_2. \quad (XII.2)$$

Значение внутреннего относительного к.п.д., входящее в уравнение (XII.1), для турбин на перегретом паре средних давлений примерно $\eta_{oi} = 88\%$. Тогда, если для турбины на насыщенном паре начальная сухость пара $x_{нач} = 0,99$ и конечная $x_{кон} = 0,87$ (т. е. среднее значение $x_{ср} = 0,93$), то $\eta_{oiвл} = 88,0 \cdot 0,93 = 80,4\%$. Для окончательного определения внутреннего относительного к.п.д. турбины должна быть учтена также выходная потеря.

Для отечественных турбин, работающих на насыщенном паре, значения внутренних относительных к.п.д. η_{oi} (%), по данным технических проектов (отнесенных к состоянию перед соплами и без учета выходной потери), приведены ниже:

Турбины	K-220-44	K-500-60/1500	K-500-65/3000
ЦВД	—	81,9	77,6
ЦСД	79,0	90,1	—
ЦНД	86,5	81,9	85,6

Влажность пара отрицательно влияет на работу турбины, вызывая эрозию ее лопаток. Существуют разные методы предотвращения этого. Один из методов — отвод влаги из проточной части турбины при помощи различных сепарационных устройств. К этим устройствам относятся прежде всего внешние турбинные сепараторы, устанавливаемые между корпусами турбины.

Конструкции внутритурбинных сепарационных устройств различны. Значительная часть влаги отбрасывается к корпусу по поверхности лопаток рабочего колеса, поэтому такие сепарационные устройства целесообразней располагать непосредственно за рабочим колесом, тогда отведенный конденсат уже не будет оказывать вредного влияния на работу последующих ступеней турбины. Если в потоке пара, поступающем из предыдущей ступени, содержится значительное количество конденсата, то можно отводить влагу и при помощи влагоулавливающего устройства, расположенного за сопловым аппаратом. Для удаления влаги из влагоулавливающей камеры отсасывается пар, который направляется затем в регенеративную систему. Эффективность влагоудаления возрастает с увеличением отсоса, но при влажностях менее 5% она невелика. Поэтому, хотя теоретически было бы целесообразно отводить влагу после каждой ступени, влагоулавливающие устройства располагают не за всеми ступенями. В ряде установок, несмотря на наличие таких устройств, их не используют и предпочитают ограничиваться только внешней сепарацией между корпусами турбин.

Так как эрозионные разрушения лопаток паровых турбин начинаются с их поверхности, то применяют различные способы борьбы с эрозией путем упрочнения поверхности лопаток — хромирование, местную закалку их кромок, нагартование, упрочнение поверхностного слоя электроискровым способом и др. На отечественных заводах наиболее распространен последний способ. В качестве упрочняющего сплава хорошо зарекомендовал себя стеллит.

В современных турбинах на насыщенном паре упрочнение поверхностного слоя обязательно, особенно для последних ступеней, у которых эрозионный износ больше в связи со значительными окружными скоростями. Эффективность защитных мероприятий в решающей мере зависит от качества их выполнения, причем при плохой защите эрозия идет в еще большей мере, чем в отсутствие защиты. В последние годы стали изготавливать лопатки для влажного пара из коррозионностойких материалов. Так, последние две ступени цилиндра низкого давления (ЦНД) турбины K-220-44 изготовлены из стали 1X12ВНМ. Наряду с этим продолжают поиски наиболее эффективных влагоудаляющих внутритурбинных устройств в сочетании с выбором более рациональных конструктивных и газодинамических параметров. На рис. XII.1 представлена проточная часть цилиндра высокого давления (ЦВД) турбины K-500-65/3000 с поступенчатой сепарацией, представляющей собой систему ловушек для влаги, срывающейся с рабочих и направляющих лопаток. На рабочих лопатках с малыми углами входа ($<90^\circ$) входные кромки лопаток открыты за счет среза части банджа для улучшения сепарации влаги. Напротив этого среза в статоре турбины расположена входная щель ловушки. Размер щели должен быть таким, чтобы отсос пара был невелик, а влага из отсасываемого потока не выпадала. За щелью расположена промежуточная буферная полость, соединенная с последующей камерой регенеративного отбора. На рабочих лопатках с большими углами входа

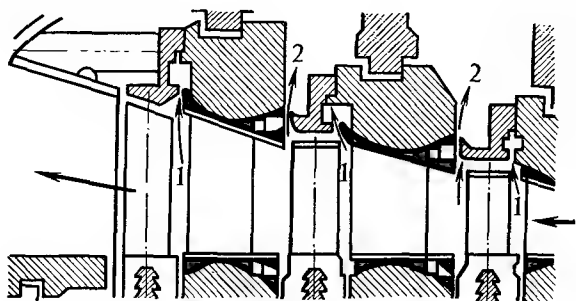


Рис. XII.1. Подступенчатая сепарация влаги в турбине К-500-65/3000:

- 1 — отвод влаги в пароттасывающие камеры;
- 2 — отвод влаги с паром, поступающим в регенеративные подогреватели

($>90^\circ$) для этого открываются выходные кромки лопаток (также за счет среза части банджа). Такое решение принято для последних ступеней ЦВД и всех ступеней ЦНД, за исключением предпоследней. В этом случае сепарация влаги запроектирована внутриканальной. Направляющие лопатки выполнены полыми, а отсасываемая смесь направляется через эти полости в конденсатор.

Современное состояние разработки, исследований и эффективности влагоудаляющих внутритурбинных устройств не позволяет учитывать вывод влаги при построении рабочего процесса турбины в i, s -диаграмме, поэтому действительная влажность после турбины всегда меньше, чем расчетная. К настоящему времени нет опыта работы внутритурбинных влагоудаляющих устройств для средних и тем более высоких давлений, так как для турбин обычной теплоэнергетики, работающих на перегретом паре, в этом не было необходимости. Эффективность влагоудаляющих устройств для средних и высоких давлений подлежит исследованию.

Наиболее эффективен вывод влаги через отборы турбины. Если число таких отборов отвечает числу ее ступеней, то нет необходимости применения каких-либо дополнительных устройств. Такое решение принято, например, для турбины К-220-44 в ЦВД, где пар отбирается после каждой ступени. В ЦНД этой турбины тоже нет нужды в специальных влагоотводящих устройствах, так как он имеет пять ступеней и три отбора к ПНД.

XII.2. Конструктивные схемы турбин на насыщенном паре

Допустимая влажность после отдельных цилиндров турбины зависит прежде всего от величины окружной скорости, т. е. от высоты лопатки рабочего колеса и скорости вращения турбины. Так, если для стальной лопатки, имеющей максимальную высоту 1500 мм и частоту вращения 1500 об/мин, допустима конечная влажность пара 13—14%, то для того же колеса при 3000 об/мин она уменьшается до 7—8%. Уменьшение высоты лопатки до 780 мм при частоте вращения 3000 об/мин увеличивает допустимую величину влажности до 13—14%. В зависимости от этих обстоятельств решается конструктивная схема турбины.

Первой турбиной насыщенного пара для атомных электростанций СССР была К-70-29. Такие турбины установлены на первом и втором блоках Нововоронежской атомной электростанции и на первой АЭС в ГДР. Турбина К-70-29 с начальным давлением пара 2,9 МПа имеет выходные лопатки высотой 780 мм и частоту вращения 3000 об/мин (рис. XII.2 и XII.3). Мощ-

ность турбины 70 МВт. Она имеет один цилиндр среднего давления (ЦСД) и один, двухпоточный, низкого давления. Сравнительно малый размер выходной лопатки позволил принять влажность после ЦНД 12,5%, несмотря на быстроходность машины. При влажности 1% перед ЦНД давление пара должно отвечать 0,185 МПа, поэтому перед ним должен быть установлен сепаратор (рис. XII.3). Перед ЦСД начальное давление 2,9 МПа, а с учетом потери давления в органах регулирования — 2,75 МПа. В результате расширения пара в ЦСД до давления 0,2 МПа, близкого к начальному давлению в ЦНД, влажность пара достигает 12,3%, т. е. такой же величины, как и после ЦНД.

Между цилиндрами турбины устанавливают сепаратор. Влажность после сепаратора принимают около 1% (т. е. осуществляют не очень глубокую осушку), учитывая очень большие расходы пара через турбинный сепаратор и необходимость его компактности.

Энтальпия и энтропия влажного пара равны соответственно сумме энтальпий и энтропий воды и пара. При $i = \text{const}$ и $s = \text{const}$ процесс сепарации обратим. Из этого следует, что работа, совершаемая влажным паром, равна суммарной работе воды и пара после сепарации при равенстве начального и конечного давлений, поэтому к.п.д. идеального цикла не изменится от присутствия сепаратора. Изменение к.п.д. реального цикла зависит от того, насколько изменится необратимость процессов в турбоустановке при введении в цикл сепаратора. Наибольшее влияние оказывают: изменение к.п.д.

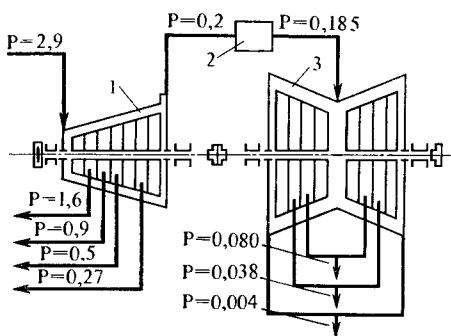


Рис. XII.2. Конструктивная схема турбины К-70-29:
1 — ЦСД;
2 — сепаратор;
3 — ЦНД

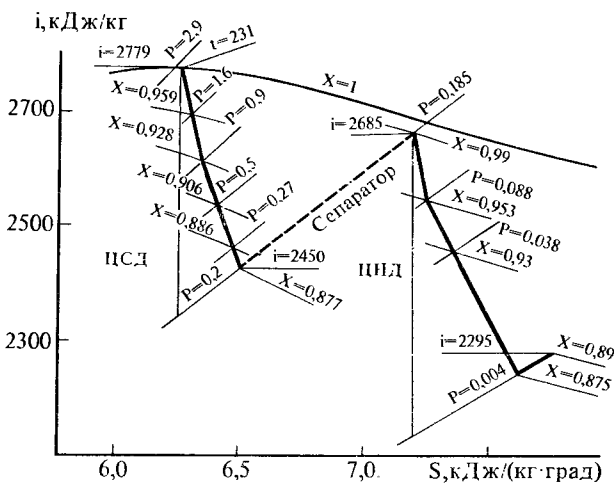


Рис. XII.3. Процессы в i, s -диаграмме для турбины К-70-29 при номинальной нагрузке

ступени вследствие уменьшения влажности пара после сепаратора; потеря давления в сепараторе; схема использования тепла отсепарированной воды. Величина изменения необратимости зависит от выбора давления, при котором пар отводится в сепаратор. Если давление в сепараторе равно конечному давлению в конденсаторе ($p_c = p_k$) или начальному давлению перед турбиной ($p_c = p_0$), то турбина работает без сепаратора и в обоих этих случаях к.п.д. должны быть одинаковы. При включении сепаратора тепловая экономичность повышается и кривая $\eta_t = f(p_c)$ должна иметь максимум (рис. XII.4).

Для выбора давления в сепараторе необходим расчет цилиндров турбины в интервале давлений. Чем больше давление в сепараторе, тем меньше влажность пара после цилиндра среднего давления (рис. XII.5, кривая 1), но больше влажность пара после ЦНД (кривая 2). Если пересечение кривых 1 и 2 ниже величины допустимой влажности $\omega_{\text{доп}}$ (рис. XII.5, а), то сепаратор должен располагаться в интервале давлений, для которых влажность пара после обоих цилиндров меньше $\omega_{\text{доп}}$. Равенство влажностей пара после ЦВД и ЦНД не всегда наиболее экономично и поэтому необязательно, хотя и применяется (см., например, рис. XII.3). Величина допустимой влажности после цилиндра зависит от высоты его последней лопатки, определяющей в сочетании с частотой вращения машины окружную скорость и, следовательно, степень эрозионного воздействия, поэтому эрозионные повреждения характерны для ЦНД и практически не наблюдаются в ЦВД. Однако в ЦВД наблюдается эрозионный износ неподвижных частей в области последних ступеней. Эта эрозия проявляется как щелевая для поверхностей разъема (фланцев корпуса, половинок диафрагм и др.) и как ударная для элементов, расположенных над рабочими лопатками. Во избежание этих видов эрозии соответствующие элементы изготовляют из высокохромистых сталей или с таким покрытием.

С точки зрения экономичности целесообразно после каждого цилиндра выбирать максимально допустимую влажность. Однако в ряде случаев такое решение невыполнимо для выбранных параметров и конструктивных решений. Это видно, например, из i, s -диаграмм, представленных на рис. XII.6

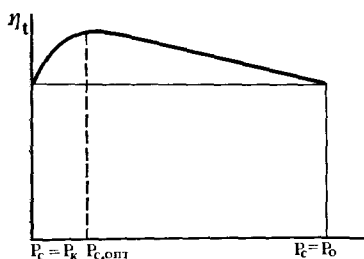


Рис. XII.4. К. п. д. турбины насыщенного пара в зависимости от давления в сепараторе

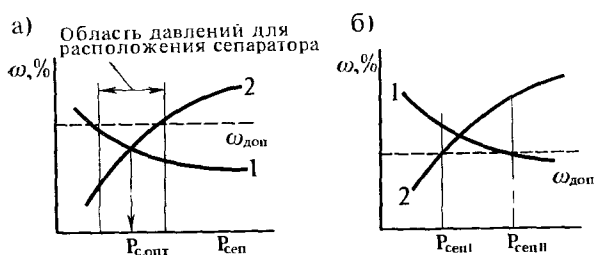


Рис. XII.5. Влажность пара после цилиндра среднего давления (кривая 1) и цилиндра низкого давления (кривая 2) в зависимости от давления в сепараторе:

а — требуется одна ступень сепарации;
б — требуются две ступени сепарации

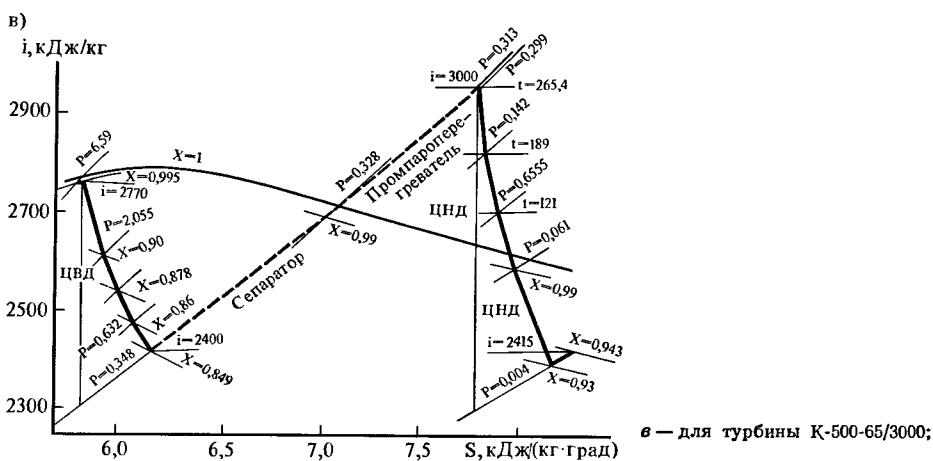
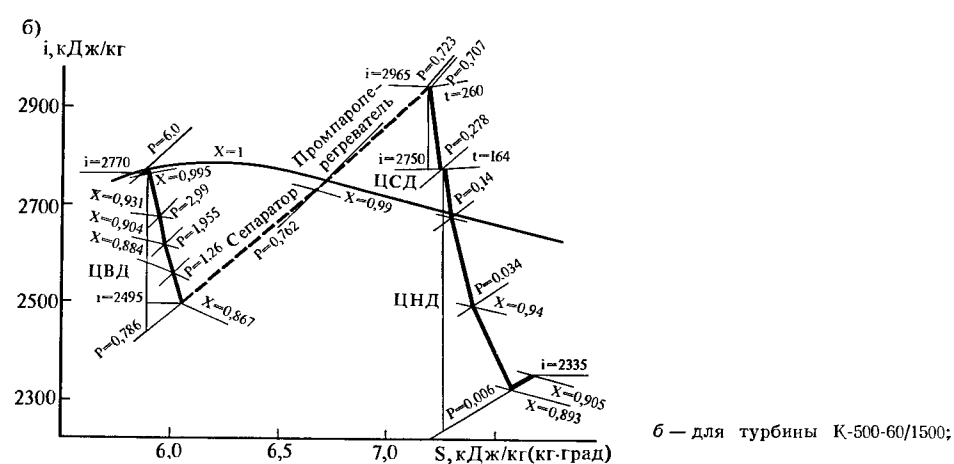
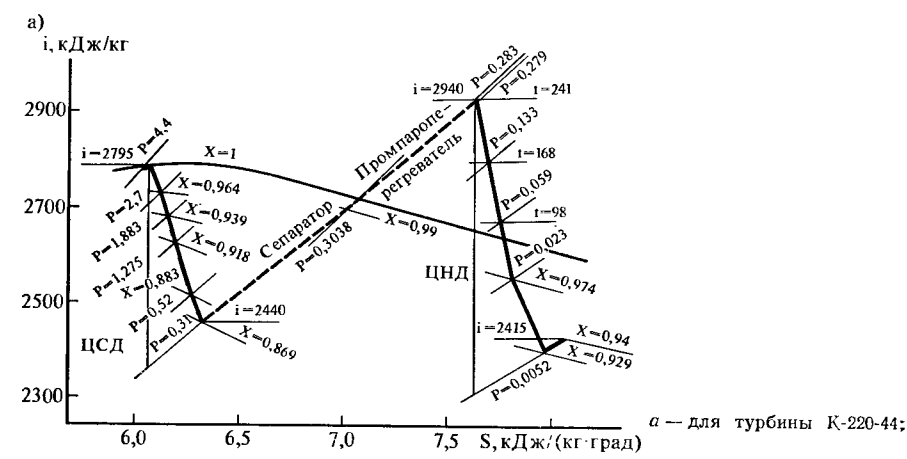


Рис. XII.6. Процессы в i, s -диаграмме при номинальной нагрузке:

Таблица XII.1. Основные характеристики турбин на насыщенном паре, выпускаемых ХТГЗ для АЭС

Основные показатели	Турбины			
	К-220-44 для АЭС с ВВЭР-440	К-500-60/1500 для АЭС с ВВЭР-500 и ВВЭР-1000	К-500-65/3000 для АЭС с РБМК-1000	К-750-65/3000 для АЭС с РБМК-1500
Мощность, МВт	220	500	500	750
Частота вращения, об/мин	3000	1500	3000	3000
Начальное давление, МПа	4,4	6,0	6,59	6,5
Парораспределение	Сопловое	Дроссельное	Дроссельное	Дроссельное
Давление в конденсаторе, МПа . . .	0,005	0,006	0,004	0,0045
Давление перед сепаратором (разделительное давление), МПа . . .	0,307	0,77	0,333	0,522
Температура перегрева перед ЦНД, °С	241	260	264	263
Конечный подогрев питательной воды в регенеративной системе, °С	223	224,4	165,1	190
Расход пара на турбину при номинальном режиме, т/ч	1375	3192	2855	4400
Количество ЦНД	2	1	4	4
Количество выхлопов	4	2	8	8
Мощность на один выхлоп, МВт . . .	55	250	62,5	93,7
Общая длина турбины+генератор, м	21,9+19,3	24,2+19,6	39,0+18,8	41,4+19,3
Удельный расход теплоты на турбинную установку, кДж/(кВт·ч)	$11,5 \cdot 10^3$	$10,9 \cdot 10^3$	$11,1 \cdot 10^3$	$10,8 \cdot 10^3$

Таблица XII.2. Развитие турбин насыщенного пара для АЭС с ВВЭР на примере Нововоронежской АЭС

Основные показатели	Блоки		
	1-й и 2-й	3-й и 4-й	5-й
Единичная мощность, МВт	70	220	500
Начальное давление, МПа	2,9	4,4	6,0
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	$13 \cdot 10^3$	$11,5 \cdot 10^3$	$10,8 \cdot 10^3$
Высота последней лопатки, мм	740	852	1400

Для всех турбин мощностью 500 МВт принято дроссельное регулирование. При сопловом регулировании перепад давления на регулируемую ступень при частичных нагрузках увеличивается и соответственно возрастают усилия на лопатках. Невысокие начальные давления, отсутствие перегрева и большие мощности делают расходы пара через регулируемую ступень турбин АЭС очень большими, что приводит к относительно большой высоте лопаток регулирующей ступени. В этих условиях при сопловом регулировании и частичных нагрузках усилия на лопатки могут оказаться недопустимо большими, в результате чего приходится мириться с менее экономичной при частичных нагрузках дроссельной системой регулирования. У турбин меньших мощностей, например К-220-44, регулирование сопловое, как это принято для всех быстроходных, даже мощных, турбин высоких параметров, используемых в обычной теплоэнергетике. Од-

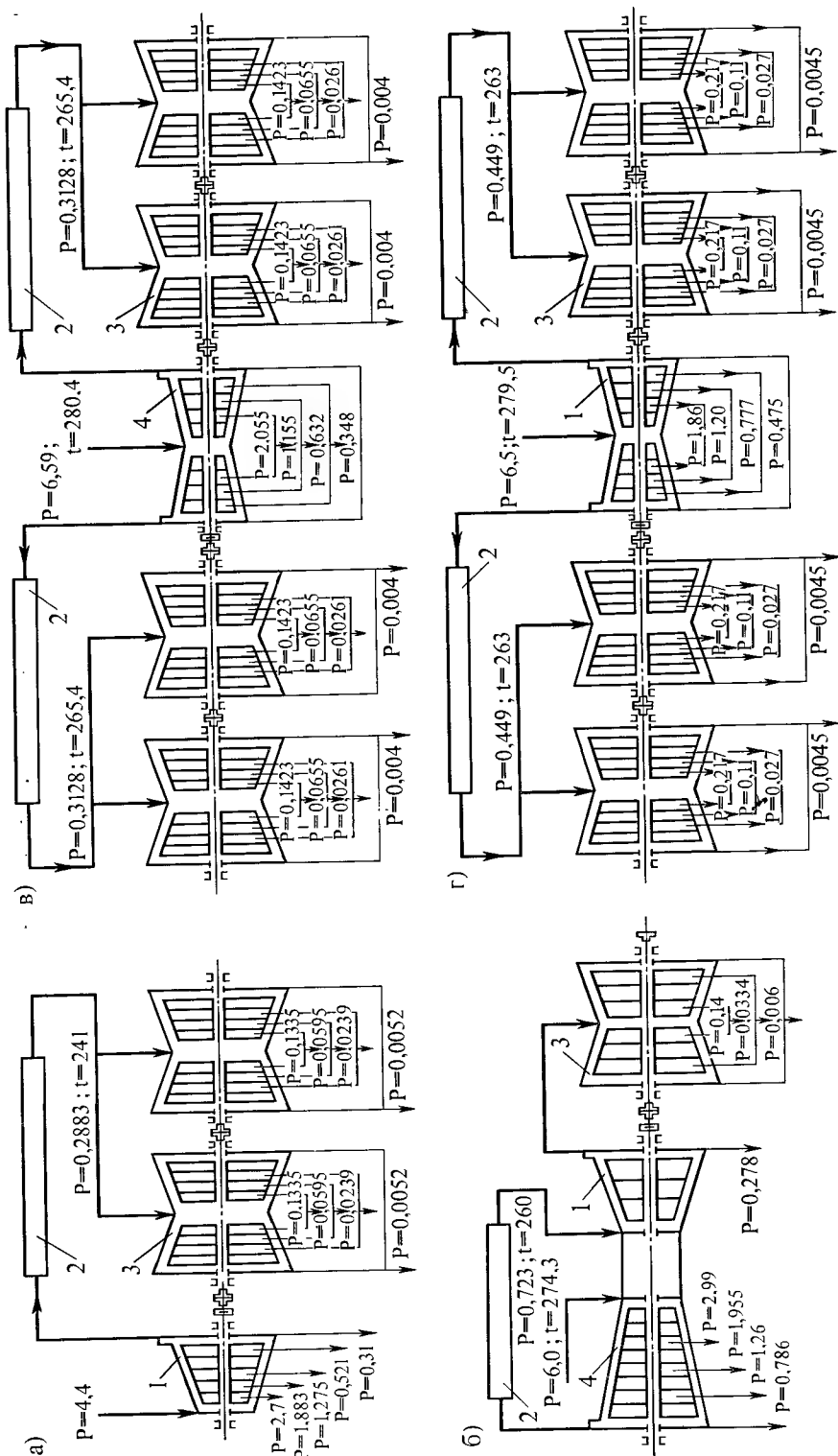


Рис. XII.7. Конструктивные схемы турбин:

а — К-220-44;

б — К-750-65/3000;

в — ЦГД;

г — сепаратор-промперегреватель;

3 — ЦНД;

4 — ЦВД

нако опыт эксплуатации турбин К-220-44 показал, что и для них по условиям надежности работы предпочтительнее дроссельное регулирование. Турбины насыщенного пара характеризуются сравнительно небольшими теплоперепадами, поэтому величина выходных потерь заметно влияет на их экономичность. Малый теплоперепад приводит к большим расходам пара, увеличивающим выходные потери. Уменьшению величины выходных потерь при том же расходе пара способствует увеличение площади выхлопа за счет длины лопаток последней ступени. Предельная высота лопаток связана с частотой вращения, поэтому более экономичные турбины насыщенного пара при очень глубоком вакууме могут быть созданы только как тихоходные, т. е. с частотой вращения 1500 об/мин, но габариты и вес их больше, чем быстроходных турбин.

Если турбину на насыщенном паре применяют на АТЭЦ, то расход пара в конденсатор уменьшается. Поэтому может быть уменьшено число выхлопов или при том же числе выхлопов увеличена единичная мощность турбины. В отличие от ТЭЦ на органическом топливе, где турбины с теплофикационным отбором пара в отопительный период почти не пропускают пара в ЦНД, на АТЭЦ предпочтительнее теплофикационно-конденсационные турбины (тип ТК). Эти турбины имеют преимущества малого изменения пропуска пара через первые ступени, что позволяет отказаться от соплового парораспределения. Кроме того, в их ЦНД во всех режимах проходит довольно большое количество пара, что повышает надежность работы последних ступеней турбины.

В СССР в настоящее время наиболее мощной турбиной насыщенного пара для одноконтурной АЭС является К-750-65/3000, созданная к реактору РБМК-1500 (см. гл. X). Схема этой турбины аналогична схеме турбины К-500-65/3000, однако разделительное давление несколько повысилось, что благоприятно; несколько ухудшен вакуум. Данные по этой турбине приведены в табл. XII.1 и на рис. XII.6 и XII.7. Для цилиндра низкого давления использован ЦНД турбины мощностью 500 МВт обычных энергоблоков сверхкритических параметров. Турбина — быстроходная.

XII.3. Выбор разделительного давления и схемы включения промежуточных пароперегревателей

Рабочие процессы турбин насыщенного пара (см. § XII.2) показывают, что допустимые влажности в последних ступенях турбин требуют применения сепарации, а иногда и промежуточного перегрева пара между цилиндрами турбины. Одна из важных задач при разработке этих устройств — выбор давления в этих аппаратах. Зависимости выигрыша в тепловой экономичности установки от величины разделительного давления имеют оптимум (см. рис. XII.4). Эти зависимости для некоторых конкретных схем приведены на рис. XII.8, из которого видно, что для обычно применяемой сепарации и двухступенчатого (однократного) промежуточного перегрева оптимальное разделительное давление составляет около 15% от начального. Если давление перед турбиной 6,0 МПа, то давление для перегреваемого пара должно быть 0,9 МПа. Одноступенчатый промежуточный перегрев смещает оптимум в область несколько больших давлений. Что же касается только сепарации, то из рис. XII.8 следует, что оптимальное разделительное давление лежит в широких пределах — от 5 до 20% от начального. Для начального давления 6,0 МПа оптимальные давления сепарации 0,3—1,2 МПа.

Промежуточный перегрев пара, частично сработавшего перепад в ЦВД и осушенного в сепараторе, производится только в поверхностных перегревателях. Смешение насыщенного пара высокого давления p_1 и осушенного пара низкого давления p_2 даст не перегретый пар, а насыщенный с промежуточным давлением p_3 , причем $p_2 < p_3 < p_1$. Необратимые процессы в смешивающем перегревателе приводят к снижению термического к.п.д. Если даже удалось бы процесс смешения провести обратимо, например с помощью

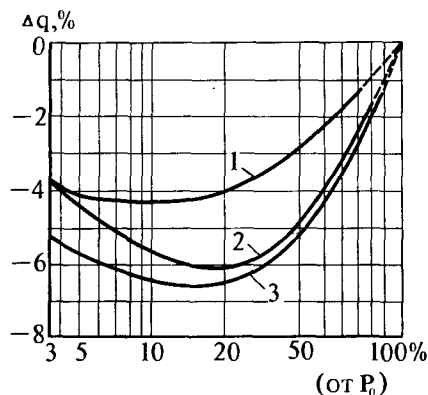


Рис. XII.8. Повышение экономичности турбинной установки на насыщенном паре в зависимости от давления в сепараторе и промежуточном пароперегревателе:

- 1 — только сепарация;
- 2 — сепарация и одноступенчатый промежуточный перегрев;
- 3 — сепарация и двухступенчатый промежуточный перегрев

системы эжекторов, то термический к.п.д. остался бы неизменным, а влажность пара за турбиной оказалась бы более высокой, чем при расширении пара после сепаратора без смешения, и действительный к.п.д. понизился бы из-за ухудшения η_{oi} .

В смешивающем перегревателе можно получить и перегретый пар, например при предварительном дросселировании острого насыщенного пара до перегреваемого давления. Однако это приводит к значительным энергетическим потерям, а температура перегреваемого пара будет существенно ниже, чем при использовании поверхностного перегревателя. В промежуточном перегревателе конечный перегрев может осуществляться или за счет острого пара, или за счет теплоносителя первого контура, как это показано на рис. XII.9 применительно к одноступенчатому перегреву. Если станция двухконтурная, то температура теплоносителя выше температуры острого пара. Поэтому в схеме, показанной на рис. XII.9, б, температура пара после пароперегревателя может быть равна температуре острого пара, в то время как в схеме, приведенной на рис. XII.9, а, она ниже. Хотя тепловая экономичность схемы, изображенной на рис. XII.9, б, может быть большей, чем экономичность схемы, показанной на рис. XII.9, а, все-таки для обеспечения промежуточного перегрева применяют только острый пар. Это объясняется стремлением не увеличивать тракт радиоактивного теплоносителя и тем более не выводить его трубопроводы в машинный зал, где размещают пароперегреватель.

Помещать пароперегреватель в реакторном зале недопустимо, так как сюда пришлось бы транспортировать пар после сепаратора с последующим возвращением его в машинный зал. При этом будет иметь место большая потеря давления, сводящая на нет преимущества схемы, приведенной на рис. XII.9, б, по сравнению со схемой, представленной на рис. XII.9, а. Кроме того, учитывая низкие давления и большие удельные объемы пара, затраты на трубопроводы возрастут, а габариты главного корпуса увеличатся. Для одноконтурной станции схема, показанная на рис. XII.9, б,

не имеет никаких преимуществ перед схемой, изображенной на рис. XII.9, а, так как температура теплоносителя (воды реакторного контура) равна температуре острого пара. В то же время недостатки первой схемы, рассмотренные ранее, сохраняются и для одноконтурных станций.

При выборе давления промежуточного перегрева следует иметь в виду, что поверхность нагрева пароперегревателя тем меньше, чем больше давление. Это связано с двумя факторами: во-первых, при одинаковых конечных

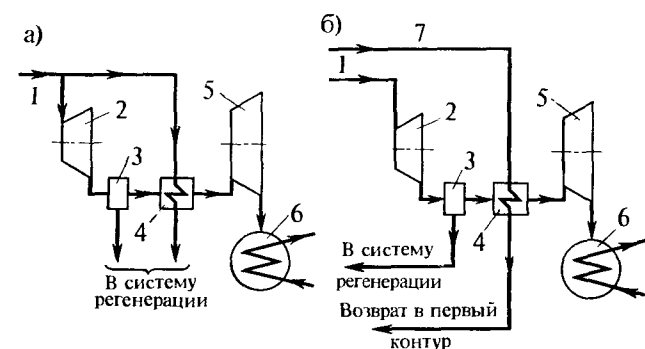


Рис. XII.9. Схемы включения поверхностных паропаровых перегревателей при перегреве острым паром (а) и теплоносителем первого контура (б):

1 — линия острого пара;
2 — цилиндр высокого давления турбины;
3 — сепаратор;
4 — пароперегреватель;

5 — цилиндр низкого давления турбины;
6 — конденсатор;
7 — линия теплоносителя

температурах перегрева количество передаваемой теплоты уменьшается с увеличением давления (температуры) насыщенного пара, поступающего на перегрев; во-вторых, чем выше давление перегреваемого пара, тем больше коэффициент теплоотдачи от поверхности нагрева к пару, входящий в общий коэффициент теплопередачи пароперегревателя. Однако с увеличением давления перегреваемого пара уменьшаются температурный напор на выходе греющего пара, а следовательно, и средний температурный напор, который в еще большей мере зависит от выбора конечной температуры перегрева.

При постоянной температуре греющего пара выбор более высокой конечной температуры промежуточного перегрева хотя и повысит тепловую экономичность, но одновременно приведет к увеличению потребной поверхности нагрева за счет падения температурного напора. Это увеличивает поверхность нагрева промежуточного пароперегревателя, что удорожает установку. Минимальный температурный напор на горячей стороне пароперегревателя выбирают на основе технико-экономических соображений. Оптимальная его величина 20—25°C. Этот температурный напор равен разности температуры острого пара и конечной температуры перегреваемого пара. Для турбин К-220-44, К-500-60/1500, К-500-65/3000 и К-750-65/3000 он составляет соответственно 13,9; 14,3; 15,6 и 16,0°C (см. табл. XII.2). Такие параметры дают возможность получить наиболее высокую температуру перегреваемого пара и наибольший выигрыш в тепловой экономичности турбины. Однако принятые температурные напоры не являются оптимальными, так как при этом другие характеристики установки (стоимость установленного киловатта, разгонные характеристики и др.) становятся менее благоприятными.

Для повышения тепловой экономичности турбинной установки обычно применяют двухступенчатый промежуточный перегрев пара, причем в пер-

вой ступени используется отборный пар турбины, а во второй — острый пар. Но одноступенчатый перегрев конструктивно и компоновочно проще. В связи с этим возможно и такое решение. Перегреваемый пар должен быть предварительно осушен, иначе за счет греющего пара будет испаряться образовавшаяся влага, вместо того чтобы это количество острого пара производило работу в турбине. Глубокая осушка не требуется — достаточна сепарация до влажности около 1%, так как за этим пределом резко возрастают необходимые объемы сепарационных устройств или усложняются их конструкции. Стремление свести к минимуму паровые объемы между цилиндрами турбины, а также уменьшить габариты турбинной установки приводит к организации сепарации и промежуточного перегрева в одном объединенном корпусе.

ХII.4. Некоторые особенности работы турбинной установки на радиоактивном паре

В системе одноконтурной АЭС досушивание пара досуха перед его перегревом приводит к твердым радиоактивным отложениям в области пароперегревателя, что затрудняет доступность оборудования для ремонта. Протекание через турбинную установку радиоактивного пара способствует различной радиоактивности отдельных ее элементов. Это должно учитываться при размещении оборудования и организации его эксплуатации. В табл. ХII.3 приведены данные замеров уровней γ -излучений в длительной эксплуатации для машинного зала Дрезденской АЭС в сопоставлении с некоторыми ее значениями для реакторного зала. Из таблицы видно, что в машинном зале наибольшая радиоактивность связана с острым паром; ее следует учитывать при компоновке машинного зала. Радиоактивность связана с газовой активностью, быстро спадающей при останове оборудования.

Турбина в эксплуатации не требует постоянного обслуживания, поэтому для турбин одноконтурных атомных электростанций не нужна специальная биологическая защита. Относительно большой уровень радиоактивности фильтров конденсатоочистки характерен для конечного периода их эксплуатации и связан с накоплением в них радиоактивных продуктов коррозии. В начальный период эксплуатации фильтров их радиоактивность находится на уровне активности в водяной емкости конденсаторов (см. табл. ХII.3). Водяные емкости конденсаторов и конденсатоочистку снабжают биологической защитой.

Радиоактивность подогревателей регенеративной системы турбины различна (см. табл. ХII.3). Если для первого по ходу воды подогревателя уровень радиоактивности низок, то в последнем по ходу воды он относительно высок. Греющий пар для последнего подогревателя отводится из головной части машины, и конденсация его в корпусе подогревателя приводит к относительно высокой радиоактивности водяной емкости. Радиоактивность конденсата греющего пара выше, чем радиоактивность самого пара, так как весовое количество среды в водяном объеме подогревателя больше, чем в ступени турбины.

Радиоактивность водяной емкости корпуса подогревателя, обогреваемого паром из головной части турбины, больше, чем водяного объема конденсатора, так как за время прохождения пара от входа в турбину до конденсатора газовая радиоактивность в значительной мере спадает. Поэтому водяная емкость подогревателей регенеративной системы турбин одноконтурной станции тоже требует биологической защиты. Безусловно необходима биологи-

Таблица XII.3. Уровни излучений для Дрезденской атомной электростанции (в процессе эксплуатации)

Место замера	γ-излучение, мР/ч	Нейтронный поток, бэр/ч	Место замера	γ-излучение, мР/ч	Нейтронный поток, бэр/ч
Под днищем реактора	2000	2000	Первая ступень турбины	19	—
Над верхней защитой реактора	175	40	Водяная емкость конденсатора	11	—
Вблизи паропровода острого пара	700	—	Трубная доска конденсатора	5	—
Клапанная коробка турбины	300	—	Питательный насос	0,5	—
Конденсатоочистка (в конце цикла работы, перед регенерацией) .	100	—	Подогреватели питательной воды:		
			первый по ходу воды .	0,5	—
			последний по ходу воды	225	—

ческая защита и той части объема сепаратора, в которой скапливается сепарат. Все это находит свое отражение в компоновочных решениях машинного зала одноконтурной АЭС.

На концевые уплотнения турбины нельзя подавать радиоактивный пар, чтобы не повысить радиоактивный фон машинного зала. В связи с этим в системе одноконтурной АЭС обязательно должен быть испаритель, производящий чистый нерадиоактивный пар.

Так как весь конденсат пара, поступающего на турбину, проходит через конденсатоочистку, то радиоактивность его ничтожна (см. табл. XII.3). Поэтому испаритель, производящий пар для уплотнений, питается конденсатом (питательной водой) после деаэрата.

Пар, подаваемый на уплотнения вала турбины, отсасывается специальным эжектором уплотнений. Эжекторы уплотнений турбины работают постоянно, как и основной эжектор (см. гл. VII), но расход парогазовой смеси и давление всасывания у эжекторов уплотнений больше, чем у основных. Наибольшее давление всасывания заставляет выбирать малую степень сжатия (~ 1), а большой расход смеси делает целесообразным предвключение одного из холодильников на паровоздушной смеси по отношению к эжектору; это уменьшает отсасываемые объемы. После эжектора объем смеси и ее температура, естественно, снова возрастают, в связи с чем устанавливают холодильник и после эжектора. Как и для основного эжектора, теплота холодильников эжекторов уплотнений реализуется в регенеративной схеме турбинной установки. Основные характеристики эжекторов уплотнений для турбин К-220-44 и К-500-65/3000 приведены в табл. XII.4.

Таблица XII.4. Основные характеристики эжекторов уплотнений вала турбины

Основные характеристики	Турбина К-220-44	Турбина К-500-65/3000
Тип эжектора	ЭУ-12	ЭУ-15
Давление рабочего пара, МПа	0,50	0,50
Расход рабочего пара, кг/ч	2300	3500
Давление паровоздушной смеси перед первой ступенью, МПа	0,085	0,080
Расчетное количество отсасываемой смеси, кг/ч	5075	5780
Расход охлаждающей воды (конденсат турбины), т·ч	450	1800
Число ступеней охлаждения	2	2

РЕДУКЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ, ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА

ХIII.1. Редукционные и редукционно-охладительные установки

Различают *редукционные* (РУ) и *редукционно-охладительные* (РОУ) установки. РУ снижают давление пара, РОУ — давление и температуру пара. Для атомных станций с турбинами на насыщенном паре эти установки используют, например, для сброса пара из парогенератора в основной конденсатор, минуя турбину, когда: турбина сбросила нагрузку; пар в пусковом режиме еще не может быть направлен на турбину; ведется расхолаживание реакторной установки и др.

При специальном использовании, рассчитанном на быстрое включение в работу, редукционно-охладительные и редукционные установки называют *быстрозакрывающимися* (БРОУ и БРУ). Они открываются в два раза быстрее, чем обычные: скорость включения обычных установок составляет 30 с, а БРОУ и БРУ — 15 с, в особо важных случаях — 2—4 с. Тип редукционно-охладительной установки и ее производительность выбирают в зависимости от ее назначения.

Обычно РОУ — установки периодического действия. Общая схема РОУ на высокие параметры, выпускаемых Венюковским арматурным заводом, приведена на рис. ХIII.1. В этих установках операции по снижению давления и температуры пара проводятся последовательно: сначала снижается давление в редукционном (дроссельном) клапане 1 с электроприводом, затем ступенчато в дроссельных решетках 9 пароохладителя 3. После снижения давления в пар через форсунки 2 пароохладителя впрыскивается вода для охлаждения пара до необходимой температуры. Окончательно параметры пара устанавливаются только на некотором расстоянии после пароохладителя 3, поэтому импульс для воздействия на дроссельный клапан 1 и на клапан 7, регулирующий подачу воды на впрыск, берется в точке 8 на расстоянии 8—10 м после пароохладителя с дроссельными решетками 9. В связи с большим перепадом давления между водой и паром в РОУ Венюковского завода принята следующая схема подачи воды на впрыск. Через дроссельное устройство 6 (набор дроссельных шайб) проходит одно и то же количество воды при всех нагрузках; благодаря этому перепад давления постоянен и перед регулирующим клапаном 7 всегда поддерживается одно и то же давление (на 1,0—1,5 МПа выше, чем в пароохладителе). Внутри клапана поток разветвляется — большая часть воды поступает на впрыск, а остаток сливается в деаэратор. Вода между сливом и впрыском распределяется клапаном, уменьшающим один из проходов и увеличивающим другой; он называется клапаном постоянного расхода. Чтобы давление в трубопроводе низкого давления не превышало принятого, за пароохладителем после места отбора импульса устанавливают предохранительный клапан 4. Приводы редукционного клапана 1, регулирующего клапана

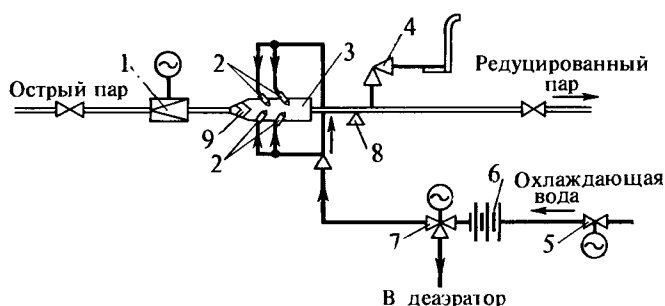


Рис. XIII.1. Схема редукционно-охлаждающей установки

впрыска 7 и быстровключающегося запорного вентиля 5 на линии впрыска позволяют осуществлять не только дистанционное, но в случае необходимости и ручное управление. В БРОУ вместо обычных электроприводов устанавливают быстроходные.

Барнаульский котельный завод выпускает РОУ на среднее и низкое давление.

В тех случаях, когда требуется только снижение температуры, используют охлаждающие установки. Так как заводы выпускают только РОУ, то *редукционные (РУ) и охлаждающие установки (ОУ)* комплектуют из соответствующего по производительности и параметрам оборудования РОУ.

На рис. XIII.2 представлен пароохладитель с дроссельными решетками 1, входящий в состав РОУ и БРОУ. Число дроссельных решеток зависит от необходимой степени редуцирования. Расход воды на впрыск

$$G_v = [G_{\text{п}} (i_1 - i_2)] / (i_2 - i_v), \quad (\text{XIII.1})$$

где $G_{\text{п}}$ — производительность РОУ по редуцированному пару, т/ч; i_1 и i_2 — энтальпии пара до и после редукционно-охлаждающей установки, кДж/кг; i_v — энтальпия впрыскиваемой воды, кДж/кг.

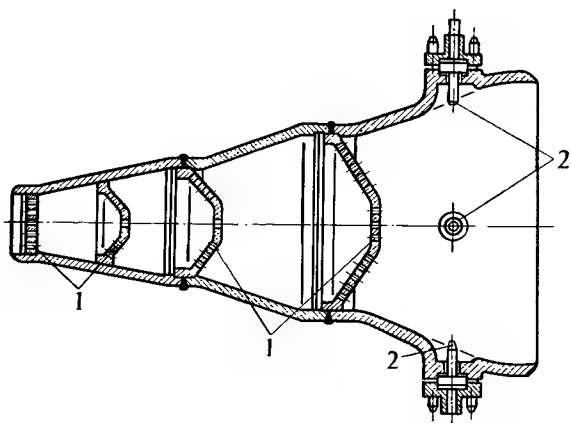


Рис. XIII.2. Пароохладитель с дроссельными решетками

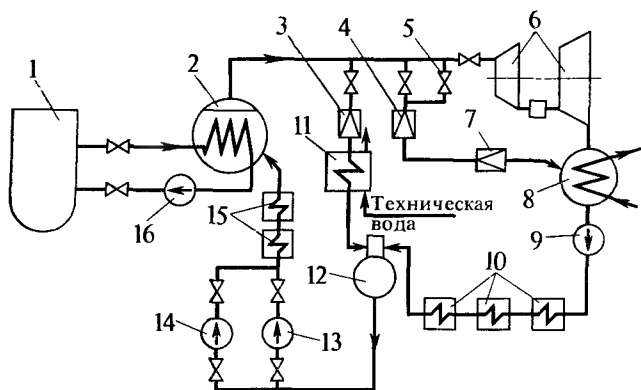


Рис. XIII.3. Схема использования РУ и БРУ в системе атомной электростанции для сброса пара, минуя турбину:

- | | |
|---|---------------------------------------|
| 1 — реактор; | 8 — конденсатор; |
| 2 — парогенератор; | 9 — конденсатный насос; |
| 3 — РУ; | 10 — подогреватель низкого давления; |
| 4 — БРУ; | 11 — теплообменник расхолаживания; |
| 5 — вентиляция трубопровода подвода пара к БРУ; | 12 — деаэратор; |
| 6 — турбина; | 13 — питательный насос; |
| 7 — БРОУ, входящая в комплект конденсатора; | 14 — насос расхолаживания; |
| | 15 — подогреватели высокого давления; |
| | 16 — главный циркуляционный насос |

В пароохладителях диаметром 500 мм впрыскивающие форсунки 2 устанавливаются под острым углом к направлению потока пара (см. рис. XIII.1), а при диаметрах 600 мм и более — перпендикулярно (рис. XIII.2).

При работающих реакторной и парогенераторной установках и внезапном сбросе нагрузки турбиной включается быстродействующая редукционная установка с подачей пара в конденсатор через дополнительную БРОУ 7, входящую в комплект конденсатора (рис. XIII.3). Парогенератор питается по прежней схеме, однако с меньшей нагрузкой и с выключенными подогревателями низкого и высокого давлений по паровой стороне. В зависимости от причин, вызвавших сброс нагрузки турбины, и возможности их ликвидации решается вопрос о продолжении работы реактора с пониженной нагрузкой (если турбин несколько) или о необходимости его останова.

При использовании РУ в режиме расхолаживания всей реакторной установки выключаются главные циркуляционные насосы с переходом во всех петлях главного реакторного контура на естественную циркуляцию. Одновременно включается редукционная установка со сбросом дросселированного пара или в деаэратор через теплообменник, или в конденсатор с последующей подачей в деаэратор. Из деаэратора вода поступает в парогенератор через выключенные по паровой стороне ПВД. Так как при этом расход воды резко снижается, то для экономии электроэнергии можно вести прокачку не питательным, а специально устанавливаемым насосом расхолаживания меньшей производительности. После достижения на входе в деаэратор параметров пара, отвечающих давлению в деаэраторе, прокачка прекращается, а расхолаживание завершается с помощью теплообменника расхолаживания.

Системы РУ и БРУ необходимы как для двухконтурной, так и одноконтурной АЭС, а конкретное их включение зависит от принципиальной тепловой схемы и принятых проектных решений.

ХНН.2. Трубопроводы атомной электростанции

Соединение между собой отдельных агрегатов АЭС требует большого числа трубопроводов. Кроме главных существует большое количество вспомогательных трубопроводов различных диаметров и назначений. Общая протяженность трубопроводов на мощной атомной станции — несколько километров. Все трубопроводы и устанавливаемую на них арматуру различают по назначению и основным показателям, например трубопроводы главного циркуляционного контура, вспомогательные реакторного контура, активной пульпы, питательные и конденсатные, острого и отборного пара, дренажные и др. Различают также трубопроводы по параметрам (давление, температура), степени радиоактивности, протекающей в них среде (вода, пар, пароводяная смесь, воздух и др.), периодичности работы (непрерывная работа, периодическое включение). Наиболее ответственны главные трубопроводы, непосредственно связанные с технологическим процессом станции. По этим трубопроводам проходит радиоактивная среда с наибольшими параметрами и расходами.

Проектированию трубопроводов атомной станции должно уделяться большое внимание, так как стоимость их достигает 10% общей стоимости оборудования станции, а от надежности их эксплуатации во многом зависит надежность работы всей станции в целом.

На электростанциях в основном используют бесшовные трубы (холодно-тянутые и горячекатаные) и лишь для циркуляционных водоводов и некоторых вспомогательных трубопроводов — сварные. Марки сталей для труб, по которым транспортируют коррозионно-неагрессивные среды, зависят от температуры среды. При температурах до 450°C используют углеродистые стали 10 и 20. В интервале температур 450—570°C — стали перлитного класса, легированные хромом 0,5—2%, молибденом 0,3—1% и ванадием 0,2—0,4%; наиболее распространены стали 12Х1МФ и 15Х1М1Ф. Такие же стали можно использовать и для температур ниже 450°C, если диаметр трубопроводов значителен и целесообразно уменьшать толщину стенок (например, паропроводы насыщенного пара, подводимые к турбинам). Для более высоких температур (до 620°C) можно применять нержавеющие мартенситно-ферритные стали с высоким содержанием хрома, например ЭИ-756 (11% Cr, 2% W, 0,7% Mo, 0,2% V).

Наиболее жаропрочны и жаростойки стали аустенитного класса; больше всего в атомной энергетике распространена сталь типа 0Х18Н10Т. Однако в эксплуатационных условиях при высоких температурах она оказалась недостаточно надежной из-за процесса старения. Аустенитные стали обладают наиболее высокой общей коррозионной стойкостью, что важно при транспортировке коррозионно-агрессивных сред, например в системах дезактивации (см. гл. XVI).

Стали различных классов существенно отличаются по стоимости. Отношения стоимостей углеродистых, перлитных легированных и аустенитных сталей составляют примерно 1:2,5:10 (15), поэтому повышение температуры, вызывающее изменение класса сталей, приводит к значительному удорожанию трубопроводов. Для трубопроводов АЭС, за исключением главного циркуляционного контура реактора, применяют стали перлитного класса — легированные для участков насыщенного и перегретого пара и углеродистые для остальных участков. Для трубопроводов главного циркуляционного контура используют в основном нержавеющие аустенитные стали, что существенно удорожает оборудование АЭС, поэтому для трубопроводов очень больших диаметров применяют перлитные стали с плакировкой изнутри нержавеющей аустенитной сталью. Основное назначение

плакировки — защита перлитной стали от эрозии, которая может иметь место в связи со значительными скоростями воды.

Все трубопроводы, температура среды в которых выше 45°C, имеют тепловою изоляцию с температурой на ее поверхности 45—48°C. На швах и в местах сварки теплоизоляция должна допускать ее быстрый съем и восстановление. Наиболее важные трубопроводы имеют металлическую обшивку (листовым алюминием или оцинкованной сталью).

Размеры трубопроводов указываются в миллиметрах и обычно обозначаются дробью (или произведением): в числителе — наружный диаметр, в знаменателе — толщина стенки. Так, размеры трубопроводов главного циркуляционного контура для первой очереди Ново-Воронежской атомной станции — 550/25 (550×25), а для третьей очереди той же станции — 560/30 (560×30).

Для ВВЭР-1000 применены главные трубопроводы реактора с внутренним диаметром 850 мм (в связи с укрупнением всего оборудования). Эти трубопроводы штампованные из перлитной стали толщиной 55—75 мм; они плакированы изнутри слоем нержавеющей аустенитной стали толщиной 5 мм. Укрупнение трубопроводов и уменьшение числа параллельных «ниток» характерно и для АЭС одной и той же мощности в последующих проектах. Внутренний диаметр труб принимают в зависимости от расхода и скорости среды, а необходимую толщину стенки и наружный диаметр трубопровода — исходя из расчета на прочность. По сортаменту изготавливаемых труб выбирают трубы, ближайшие по размерам, и проверяют их на прочность. Повторный гидравлический расчет обычно полностью не выполняют; для определения потери давления в искомом варианте достаточно лишь сделать пересчет:

$$\Delta p = \Delta p_0 (d_{\text{вн.0}}/d_{\text{вн}})^m,$$

где $d_{\text{вн.0}}$ — исходный внутренний диаметр, соответствующий падению давления Δp_0 в трубопроводе; m — показатель степени, составляющий для местных сопротивлений 4, для сопротивлений трения примерно 5,25. Для стационарных трубопроводов в целом принимают при сварных отводах $m \approx 4,2$ —4,5 и при гнутых отводах $m \approx 4,5$ —4,8.

Для трубопровода важна скорость среды (параметры и расход которой заданы), так как она влияет на диаметр, а поэтому на толщину стенки, вес и стоимость. Чем больше скорость, тем дешевле трубопровод и общая стоимость станции, но тем больше гидравлические потери, на преодоление которых расходуется перепад давления среды (паропроводы) или электроэнергия на перекачивающие насосы. Поэтому выбор скоростей сред должен делаться на основе технико-экономических расчетов. Учитывая опыт проектных организаций, можно ориентироваться на следующие примерные значения: для острого пара — 45—50 м/с; для пара низкого давления — 50—70 м/с; для питательной воды — 4—6 м/с (трубы из углеродистых сталей) и 8—12 м/с (трубы из аустенитных нержавеющей сталей); для газа и воздуха — 10—20 м/с.

Все трубопроводы крепят к несущим строительным конструкциям. Соответствующие опорные или подвесные конструкции должны не только воспринимать вес трубопроводов и предохранять их от возможных вибраций, но и обеспечивать беспрепятственное удлинение труб.

Трубопроводы работают в условиях переменных температур как при нормальной эксплуатации, так и еще в большей мере в процессах останова и расхолаживания, а также при разогреве и пуске после останова. В результате изменения температуры среды меняется температура металла, а поэтому и длина трубопроводов. Если не обеспечить возможность свобод-

ного удлинения трубопроводов, то в их металле могут возникнуть дополнительные напряжения, величина которых зависит от температуры среды. Это в ряде случаев может привести к разрушению труб.

Опоры распределяют по длине трубопроводов с обеспечением удлинения от неподвижных («мертвых») опор в сторону к подвижным опорам. Подвижные опоры подразделяют на три типа, допускающие перемещение в горизонтальном, вертикальном и любом направлениях. Опоры для горизонтальных перемещений труб большого диаметра обычно выполняют шариковыми, реже — роликовыми. На роликовых опорах покоятся, например, главные циркуляционные насосы в реакторном контуре Нововоронежской станции, обеспечивая удлинение главных циркуляционных трубопроводов вдоль их оси. При этом мертвые точки всех петель — места присоединения их к корпусу реактора. Вертикальные перемещения допускают пружинные опоры. Пружинные подвесные опоры обеспечивают свободное перемещение в любом направлении. Пример такой опоры показан на рис. XIII.4 для главного циркуляционного трубопровода.

Чтобы определить, допустимы ли напряжения, возникающие от температурных удлинений в трубах, рассчитывают самокомпенсацию всех главных трубопроводов. Расчет требует предварительную трассировку трубопроводов. Предпочтительно иметь такую трассу, чтобы ее гибкость была достаточной для компенсации температурных удлинений. Этому требованию соответствуют трубопроводы, у которых протяженность взаимно перпендикулярных участков примерно равна. Если же гибкость недостаточна, то создают специальные изогнутые участки (компенсаторы), обычно П-образной формы, перпендикулярные направлению наибольшего температурного удлинения. Количество компенсаторов и их размеры зависят от температуры среды, коэффициента линейного расширения и расстояния между неподвижными опорами.

Компенсация температурных удлинений может быть достигнута за счет смещения оборудования, к которому присоединяется трубопровод. Например, на рис. XIII.4 показана подвеска парогенератора, обеспечивающая

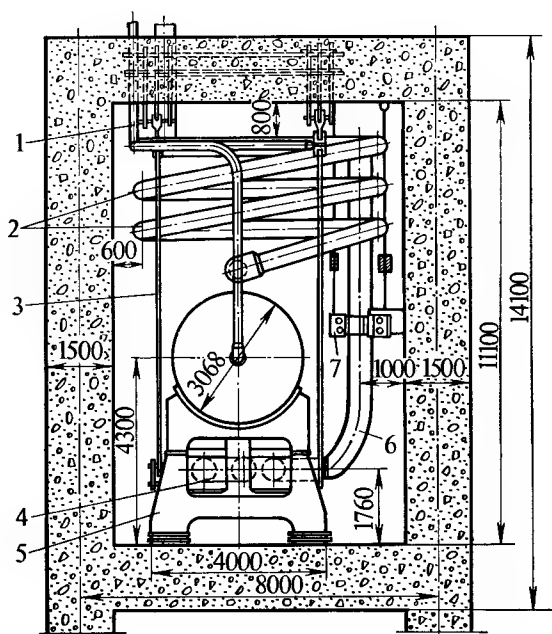


Рис. XIII.4. Размещение в боксе парогенератора первой очереди Нововоронежской атомной станции и трубопроводов к нему:

- 1 — питательный трубопровод;
- 2 — главный паропровод;
- 3 — тяга опоры парогенератора;
- 4 — главный циркуляционный трубопровод (холодная нитка);
- 5 — опора парогенератора;
- 6 — главный циркуляционный трубопровод (горячая нитка);
- 7 — пружинная подвесная опора для главного циркуляционного трубопровода

Таблица XIII.1. Средние коэффициенты теплового удлинения и теплопроводности для сталей различных классов

Класс сталей	Температура, °С	Коэффициент тепло- вого удлинения, мм/(м·град)	Коэффициент тепло- проводности, кДж/(м·ч·град)
Углеродистые (Сталь 20)	100—450	0,0123—0,0145	184—146
Легированные:			
перлитные (12ХМФ)	450—580	0,0133—0,0147	142—115
ферритные (ЭИ756)	500—700	0,0121—0,0126	100—99
Аустенитные (ОХ18Н10Т)	100—400	0,0171—0,0186	50—78,5
	500—700	0,0186—0,0195	80,5—95

возможность удлинения главных циркуляционных трубопроводов в направлении оси парогенератора. При распределении удлинений в ту или иную сторону для главного циркуляционного контура, если парогенератор расположен в отдельном боксе, следует учитывать герметизацию мест прохода труб через бетонную кладку. Целесообразно обеспечивать удлинения трубопроводов по обе стороны прохода, чтобы в месте прохода трубы через кладку не требовалось ее перемещения. Опоры и подвески трубопроводов рассчитывают на вес трубопровода, наполненного водой и покрытого изоляцией. Расстояния между соседними опорами должны быть от 2 до 8 м в зависимости от диаметра трубопроводов: для меньших диаметров принимают меньшие расстояния, так как гибкость таких трубопроводов больше. Трубопроводы обычно прокладывают параллельно поперечной и продольной осям здания, а в вертикальном направлении — параллельно осям колонн.

Все стали перлитного класса имеют существенно меньший коэффициент линейного расширения, чем стали аустенитного класса (табл. XIII.1). Поэтому для реакторных контуров предпочтительнее стали перлитного класса, тем более что чем больше диаметр трубопровода, тем труднее его трассировка с обеспечением самокомпенсации. У труб малого диаметра, например у змеевиков поверхности нагрева, легко обеспечить компенсацию удлинений (см. рис. XI.3 и XI.4), но так как коэффициент теплопроводности углеродистых сталей выше, то их применение целесообразно и для змеевиков.

Длина труб, выпускаемых промышленностью, обычно 8—12 м; длина трубопроводов всегда больше. Места соединений участков трубопроводов между собой, с арматурой и отдельными агрегатами в реакторных контурах требуют особого внимания. Все соединения сварные; фланцевые применяются в виде исключения.

Ремонт трубопроводов первого контура чрезвычайно затруднителен, поэтому качеству сварки уделяется особое внимание, так как от этого во многом зависит срок службы трубопроводов. Необходимо также иметь в виду, что сварные соединения более подвержены коррозии, чем основной материал. Из сказанного следует, что необходимо точное соблюдение технологии сварки с последующей проверкой качества сварки современными методами контроля.

Главные циркуляционные трубопроводы первого контура приваривают к патрубкам корпуса реактора (рис. XIII.5). Аналогично эти трубопроводы соединяют с коллектором теплоносителя в парогенераторе (см. рис. XI.3). Трубопроводы главного циркуляционного контура соединяют с главным

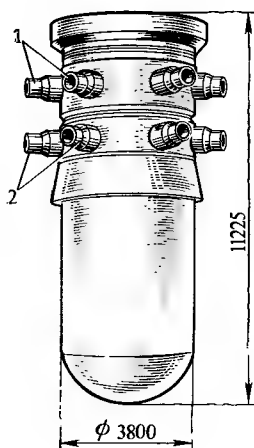


Рис. XIII.5. Внешний вид корпуса водоводяного реактора:

- 1 — патрубки для приварки «горячих» участков главного циркуляционного трубопровода;
2 — патрубки для приварки «холодных» участков главного циркуляционного трубопровода

циркуляционным насосом и главной задвижкой также сваркой. На эти трубопроводы приходится наибольшие весовые расходы.

Количество воды, циркулирующей по контуру реактора, в 5—6 раз больше его паропроизводительности, отвечающей расходам в паропроводах и питательных трубопроводах. Еще значительнее соотношение расхода теплоносителя и паропроизводительности установки для реакторов двухконтурных с водным теплоносителем. Из (XI.1) следует, что

$$G_B/D = (i_0 - i_{п.в}) / [(t'_T - t''_T) \eta_k c_p] . \quad (\text{XIII.2})$$

Из-за относительно небольших величин $t'_T - t''_T$ (см. гл. XI) $G_B/D \approx 12-13$. Так как главный реакторный контур имеет высокую радиоактивность, то необходимо проектировать его с максимальной простотой, минимальной протяженностью и высокой надежностью. При этом должна быть обеспечена возможность естественной циркуляции в режимах как плавного, так и аварийного расхолаживания. Горизонтальные трубопроводы главного реакторного контура прокладывают с уклоном 0,001 в сторону выпуска дренажа из них.

Трубопроводы второго контура работают на нерадиоактивной среде. Их соединяют тоже главным образом сваркой, хотя в отдельных случаях возможны и фланцевые соединения, например подсоединение конденсатных и питательных насосов к трубопроводам. Учитывая, что эти соединения недостаточно надежны и требуют постоянного внимания во время эксплуатации, количество их должно быть минимальным, а для одноконтурных станций их применяют только в виде исключения.

Трассировка вне реакторных трубопроводов одноконтурных АЭС и трубопроводов второго контура двухконтурных также должна быть максимально простой с учетом самокомпенсации и распределением мертвых и подвижных опор. Уклон должен быть не менее 0,004 в сторону организованного дренажа. Главные трубопроводы вторых контуров двухконтурных атомных станций и особенно главные трубопроводы одноконтурных станций сооружают без застойных зон и участков резкого снижения скоростей, в которых могли бы образовываться отложения. Вся система главных трубопроводов подлежит предпусковой химической очистке и периодическим эксплуатационным промывкам. Выбор реагентов, режима и периодичности химических очисток зависит от состава и величины отложений и использованных конструк-

Таблица XIII.2. Допустимые скорости прогрева и расхолаживания для трубопроводов с температурой среды до 500°C в зависимости от их диаметра, град/мин

Процесс	Диаметр трубопровода, мм				
	219×29	273×36	325×43	275×62,5	219×52
Прогрев	10,0	8,0	5,0	3,0	4,0
Охлаждение	8,0	6,0	5,0	2,0	3,0

ционных материалов, а также от уровня радиоактивности оборудования. Все трубопроводы как первого, так и второго контуров, рабочая среда для которых — вода, в верхних точках снабжают воздушниками для удаления воздуха при заполнении систем. В первом контуре двухконтурных АЭС такие воздушники устанавливают на главных циркуляционных насосах и верхних днищах коллекторов первого контура, вваренных в корпуса парогенераторов, так как они являются наивысшими точками первого контура (см. позицию 9 на рис. XI.3). Аналогичные воздушники есть и на трубопроводах второго контура. Тем самым уменьшается интенсивность коррозионных процессов и предотвращаются нарушения гидродинамики. Для трубопроводов больших диаметров и высоких температур очень важен режим прогрева в процессе пуска. Регламентация его для трубопроводов первого контура приведена в гл. XVII. В трубопроводах второго контура двухконтурных атомных станций и коммуникаций одноконтурных станций во вне реакторной части скорость прогрева ограничивается только для паропроводов, учитывая их наибольший диаметр (наибольшую толщину стенок) и наиболее высокие температуры среды. Для предотвращения недопустимых напряжений в металле скорости прогрева и охлаждения должны соответствовать рекомендациям, приведенным в табл. XIII.2. При прогреве паропроводов образуется значительное количество конденсата, для отвода которого организуется соответствующий дренаж: пусковой и постоянный. Пусковой используют только в процессе пускового прогрева паропроводов; постоянный — при эксплуатации периодически включаемых в работу участков паропроводов, для поддержания их в прогретом состоянии (например, подводы острого пара к БРУ). Постоянный дренаж трубопроводов высокого давления обычно осуществляют за счет непрерывного протока небольшого количества пара через дренажную трубу с установленной на ней дроссельной шайбой. Пар направляется в какой-либо аппарат (например, в деаэратор) или трубопровод с более низким давлением, имеющих предохранительный клапан. Трубопроводы низкого и среднего давлений могут дренироваться с помощью специальных конденсатоотводчиков, отводящих только конденсат, образующийся за счет потери теплоты в окружающую среду, но не пропускающих пар. Тупиковые участки целесообразнее не дренировать, а вентилировать для предотвращения скапливания в них конденсата. Для этого трубой малого диаметра соединяют конечную точку тупикового участка с магистральным трубопроводом (см. рис. XIII.3, поз. 5). Благодаря перепаду давления на участке паропровода от места подвода пара к БРУ до места врезки вентилирующей трубы создается движение пара, обеспечивающее необходимый тепловой режим. Трубопроводы прокладывают так, чтобы была возможность их полного опорожнения, для чего предусматривают систему спускных дренажей, трубы которых имеют уклон не менее 0,002.

Для сокращения потерь теплоты и конденсата дренажи паропроводов возвращают в паросиловой цикл станции. Во избежание потерь конденсата сливные дренажи собирают в дренажные баки и дренажными насосами перекачивают через очистные фильтры в деаэрационные баки.

Трубопроводы низкого давления ($p < 2,2$ МПа) из углеродистой стали ($D_y > 100$) и из нержавеющей ($D_y > 80$) должны поставляться в комплекте с опорами, арматурой и крепежом.

ХИИ.3. Арматура трубопроводов

Все трубопроводы тепловых электростанций снабжают *арматурой*. Назначение ее — включать или отключать поток, регулировать расход, температуру или давление потока и предохранять от нерасчетных режимов. Соответственно назначению различают арматуру: *запорную* (включение и отключение потока), *регулирующую* (изменение или поддержание заданного расхода, давления, температуры), *предохранительную* (предупреждение чрезмерного повышения давления, недопущение изменения направления расхода), *контрольную* (указатели уровня) и *конденсатоотводчики* (автоматический отвод конденсата). Перечисленная арматура может устанавливаться как на трубопроводах, так и на отдельных агрегатах. Кроме того, есть арматура *приводная* (с ручным, электрическим, гидравлическим, пневматическим приводами) и *самодействующая*, в том числе импульсная, приводимая в действие самой средой. К приводной относятся вентили (рис. ХИИ.6, а), задвижки (рис. ХИИ.6, б) и краны (рис. ХИИ.6, в); к самодействующей — обратные (рис. ХИИ.7, а) и предохранительные (рис. ХИИ.7, б) клапаны. В вентилях запирающий орган садится на седло, передвигаясь в направлении потока; в задвижках он движется перпенди-

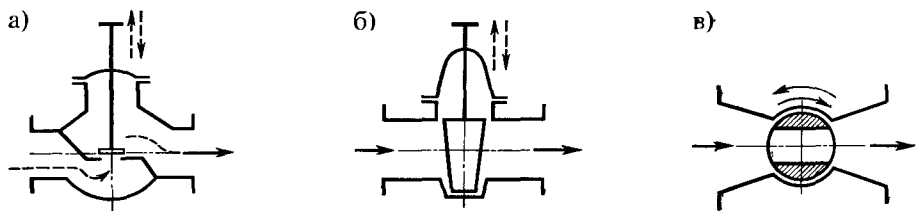


Рис. ХИИ.6. Схемы приводной арматуры:

а — вентиль; б — задвижка; в — кран

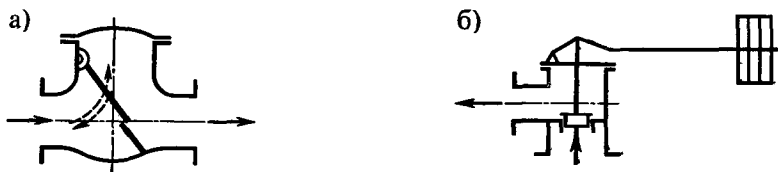


Рис. ХИИ.7. Схемы самодействующей арматуры:

а — обратный клапан; б — предохранительный клапан

кулярно направлению движения жидкости; в кранах вращается вокруг своей оси. В обратных клапанах запирающий орган открывается потоком среды в одном направлении и запирается в противоположном. Предохранительный клапан открывается под воздействием избыточного сверх установленного давления и закрывается при его восстановлении.

Одно из назначений арматуры — способствовать большей гибкости и надежности эксплуатации, давая возможность отключать аварийные участки. Однако при высоких давлениях и особенно при больших диаметрах трубопроводов сама арматура становится источником нарушений эксплуатации, поэтому главное направление в развитии основных трубопроводов на атомных станциях — применение возможно более простых и надежных трубопроводов с минимальным количеством арматуры. Необходимо руководствоваться определенными правилами ее установки и эксплуатации:

- 1) движение среды должно совпадать со стрелкой на корпусе арматуры;
- 2) использование арматуры не по прямому назначению запрещается, например недопустимо использовать запорную арматуру как регулирующую;
- 3) арматура должна ввариваться в соответствующий участок трубопровода до его монтажа; при проектировании трубопроводов установка ее предусматривается в местах, доступных для обслуживания, если не имеется в виду радиоактивная среда;

- 4) арматура, работающая при высоких температурах, закрывается съемными разборными теплоизоляционными конструкциями.

Приваривание арматуры к трубопроводам уменьшает возможные протечки среды и повышает надежность работы. Крышка арматуры присоединяется к ее корпусу на фланцах, что позволяет выполнять мелкий ремонт на месте. Для возможности частичного ремонта без вырезки арматуры иногда при невысоких давлениях седла в корпусах арматуры устанавливают на резьбе. Если требуется более серьезный ремонт или замена арматуры, то она вырезается и в последующем вваривается вновь.

Вся арматура высокого давления выпускается заводами только как приварная. В качестве запорных органов применяют *вентили* и *затвора*. Тип запорного органа выбирают в основном по диаметру трубопровода. На трубопроводах диаметром 125 мм и более устанавливают, как правило, задвижки, а при диаметре 70 мм и менее — вентили. В интервале диаметров от 70 до 125 мм возможно применение обеих конструкций. Установка задвижек обязательна лишь на трубопроводах, по которым возможно движение среды в обоих направлениях, так как вентили, как правило, допускают подвод среды только с одной стороны. Вентили несколько удобнее для ремонта, но их гидравлическое сопротивление больше.

Для вентилях трубопроводов диаметром 100 мм коэффициент гидравлического сопротивления составляет 2,5—5,5, а для задвижек полнопроходного сечения — 0,25. Это позволяет, в частности, применять задвижки с меньшим диаметром, чем диаметр трубопровода, куда их вваривают, что снижает вес арматуры, а также ее стоимость. При этом если проходное сечение стеснено вдвое, то коэффициент гидравлического сопротивления составит 1,5, а при использовании направляющей трубы — всего 0,8, т. е. он по-прежнему будет существенно меньше, чем для вентиля. Однако вес, размеры и ход шпинделя задвижки больше, чем те же параметры вентиля.

Наиболее употребительны задвижки с клиновым затвором. Такая задвижка может иметь один клин, соединенный со шпинделем (рис. XIII.8). В этой конструкции для создания плотного контакта с двусторонним седлом клапана, установленным в корпусе, при опускании шпинделя с клином требуется подгонка клина к двум поверхностям, что выполнить полностью не удастся. Более совершенна конструкция, приведенная на рис. XIII.9, в которой сидящий на шпинделе клин состоит из двух уплотняющих дисков

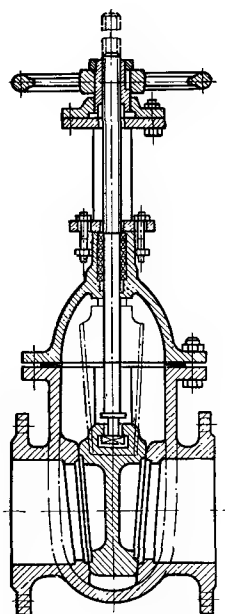


Рис. XIII.8. Задвижка с клиновым затвором с цельным клином

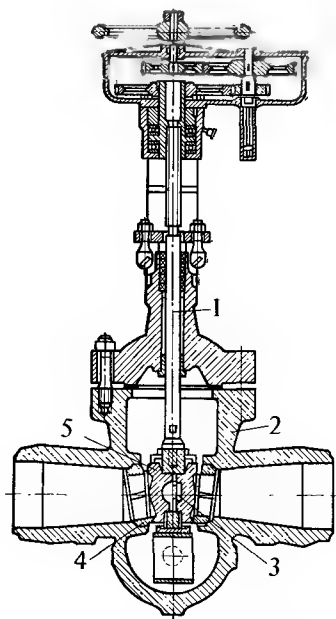


Рис. XIII.9. Задвижка с клиновым затвором из двух дисков (тарелок):

- | | |
|---------------------|--------------------------------|
| 1 — шпindelь; | 4 — седло; |
| 2 — корпус; | 5 — уплотняющий диск (тарелка) |
| 3 — распорный гриб; | |

(тарелок). При опускании шпинделя к уплотняющим кольцам (седлу) задвижки подходят обе тарелки, а окончательная плотность соединения достигается при последующем опускании шпинделя, так как тарелки прижимаются распорными грибками. Такие задвижки применяют как на паре, так и на воде.

Главная запорная задвижка (рис. XIII.10) на трубопроводах главного циркуляционного контура водо-водяных реакторов создана по этому же типу (см. рис. XIII.9). Однако выполнение ее для условного диаметра 500 мм и высокого давления приводит к тому, что ее уже трудно называть просто арматурой — скорее это небольшой вспомогательный агрегат. Назначение этих задвижек — полное отключение одной из петель при работе других, поэтому минимальное их количество — две на каждую петлю. Стремление к максимально возможному сокращению арматуры характерно для всех трубопроводов. Особенно это важно для такой громоздкой и сложной арматуры, как главная запорная задвижка. Поэтому, если на первой очереди Нововоронежской атомной станции стояло по четыре задвижки на каждой петле (две с гидроприводом и две с электроприводом), чтобы обеспечить более надежное отключение петли (без протечек из реакторной системы в отключенную петлю), то в последующем развитии этой станции на каждой петле были поставлены уже только две минимально необходимые задвижки с электроприводом, соответственно на «холодной» и «горячей» сторонах петли.

Должны быть приняты меры для предотвращения перетечек воды из реактора при закрытом положении главных задвижек, так как в первый период после закрытия трубопровод по обе стороны имеет практически одинаковую температуру. Достигнутое в этих условиях плотное соединение начинает

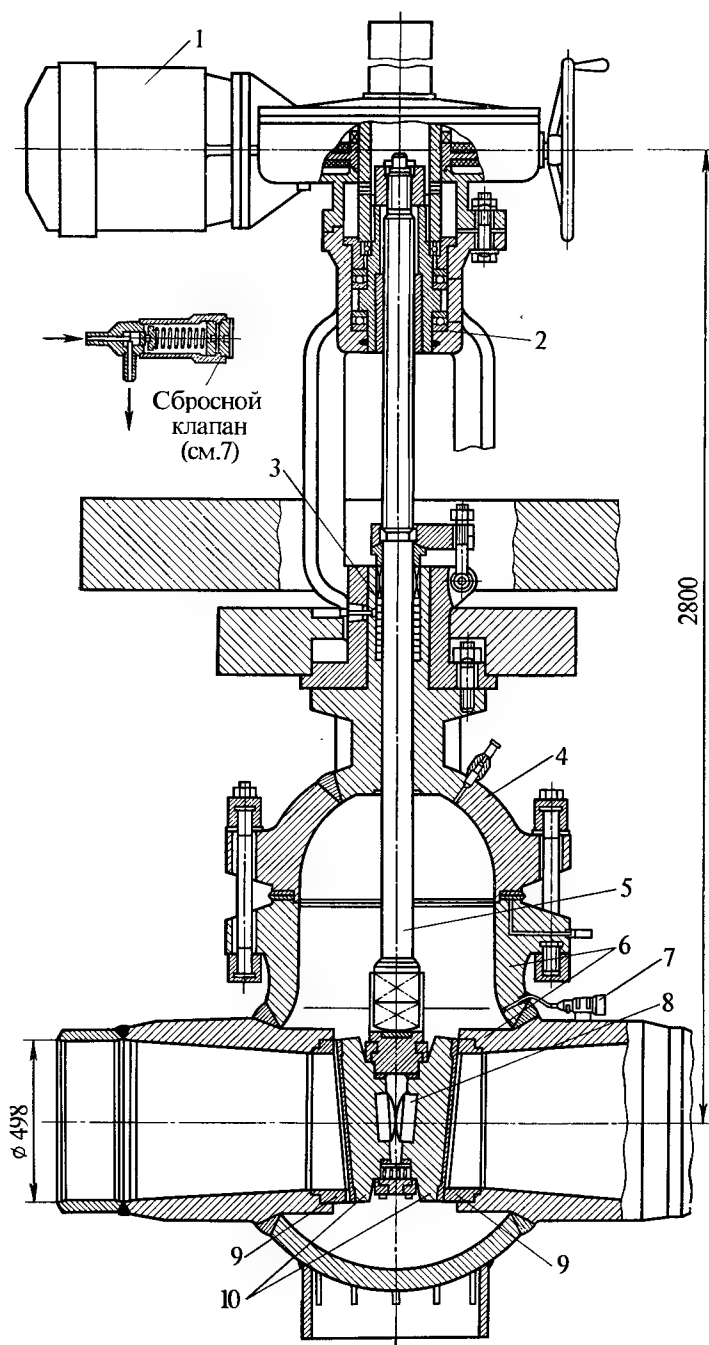


Рис. XIII.10. Главная запорная задвижка атомной станции с водо-водяным реактором:

- | | | |
|------------------------------|----------------------|--------------|
| 1 — электропривод; | 4 — крышка; | 8 — грибок; |
| 2 — упорный шарикоподшипник; | 5 — шпindelь; | 9 — седло; |
| 3 — сальник; | 6 — корпус; | 10 — тарелка |
| | 7 — сбросной клапан; | |

нарушаться по мере расхолаживания петли и уменьшения температуры металла трубопровода в отключенной части. Это может вызвать перетечку радиоактивной среды в отключенную петлю.

Главная задвижка имеет довольно большие размеры: для ВВЭР-440 общая высота более 3 м, полный вес 8 т. Задвижка имеет электропривод мощностью 20 кВт с дистанционным управлением. Для полного отключения трубопровода при закрытии задвижки с помощью электропривода требуется 85 с, а вручную — 32 мин. Вода, оставшаяся после закрытия задвижки в ее корпусе под крышкой, сначала имеет высокую температуру. При снижении давления из этой воды образуется пар, для отвода которого предусмотрен сбросной клапан 7. Сальниковое уплотнение шпинделя может вызвать некоторую протечку радиоактивной среды.

На трубопроводах АЭС применяют также большое количество вентилей различного назначения. На рис. XIII.11 показан запорный вентиль высокого давления. При его закрытии сидящий на шпинделе 1 клапан 3 опускается на седло 5.

Для открытия вентилей и задвижек высокого давления необходимо преодолеть большие усилия, так как при начальном положении существует большой перепад давлений по обе стороны клапана. Ранее для облегчения открытия применяли обводные трубы малого диаметра с вентилем на них, открыв который выравнивали давление по обе стороны клапана, а затем уже поднимали его. Однако при этом создавались дополнительные участки высокого давления и увеличивалось количество арматуры. В современных конструкциях применяют метод внутренней разгрузки (рис. XIII.11). Вначале поднимается разгрузочный клапан 6 малого диаметра, открывая доступ среде по обеим сторонам основного клапана 3. Подъем клапана 6 идет до упора его в полукольцо 2, в связи с чем начинается уже подъем основного клапана. Для уменьшения возможных утечек воды через сальник на шпинделе 1 имеется коническая поверхность, упирающаяся во втулку крышки при полном открытии вентиля.

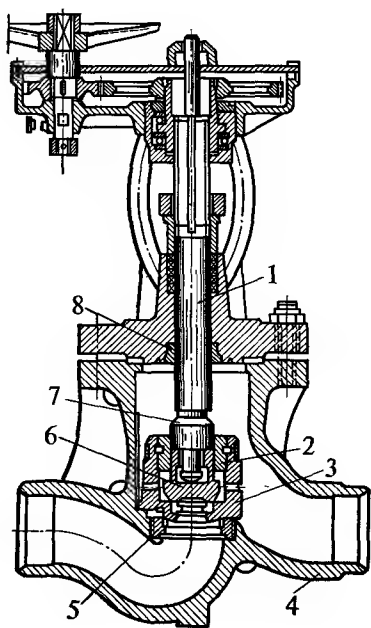


Рис. XIII.11. Запорный проходной вентиль высокого давления:

- | | |
|--------------------------------|--------------------------------|
| 1 — шпиндель; | 6 — разгрузочная тарелка; |
| 2 — полукольцо; | 7 — коническая часть шпинделя; |
| 3 — основной клапан (тарелка); | 8 — втулка |
| 4 — корпус; | |
| 5 — седло; | |

При открытом положении вентилей протекающая среда воздействует на клапан (в отличие от задвижек, создающих вместе с седлом плотное соединение). Поэтому в связи с возможным эрозионным воздействием потока на клапан плотность вентилей обычно нарушается быстрее, чем плотность задвижек. В вентильях возможна подача среды или только под клапан, или только на клапан. На трубопроводах вентили следует располагать в соответствии с указателем направления движения среды (стрелки), чтобы не создавать на шпинделе нерасчетных усилий.

Запорная арматура (запорные задвижки и клапаны) должна быть или полностью открыта, или полностью закрыта. Использование ее как регулировочной арматуры приводит к повышенному эрозионному износу деталей и нарушению основного соединения, а в результате — к протечкам.

Для регулирования расхода или давления существует специальная арматура. Регулировочные вентили отличаются от запорных профилем клапана и седла (рис. XIII.12). Односедельный клапан 3 в виде иглы имеет переменное сечение. Он или укреплен на шпинделе 1, или выполнен с ним как одно целое. Седло 2 укреплено на резьбе в корпусе 4 вентили и имеет расширяющееся сечение. Такой вентиль не может работать без протечек, но этого и не требуется, так как он не запорный. Профилированный клапан-игла позволяет изменять расход среды пропорционально его перемещению. Регулировочные клапаны могут быть и двухседельными (рис. XIII.13). Эта конструкция позволяет разгрузить шток от больших осевых усилий, возникающих в результате разности давлений на входе и выходе. Недостаток клапана — его большая неплотность из-за трудностей обеспечения плотного прилегания двух посадочных поверхностей одновременно, поэтому регулирование расхода при малом подъеме штока становится неудовлетворительным. Для радиоактивной среды широко используют вентили с сильфонным уплотнением.

На рис. XIII.14 показан регулирующий клапан шиберной конструкции. Такие клапаны применяют как на паре (в РОУ и БРОУ), так и на воде для регулирования питания парогенераторов. Благодаря разности давления по обе стороны шибера он прилегает к седлу и этим достигается его высокая плотность, что особенно важно в БРОУ, так как протечки пара через нее вызывают значительные потери.

Для удобства размещения на трубопроводах запорную и регулировочную арматуру выпускают в различных конструктивных вариантах, например существуют специальные угловые вентили и др. На всех питательных магистралях перед питаемым агрегатом (парогенератор, реактор, испари-

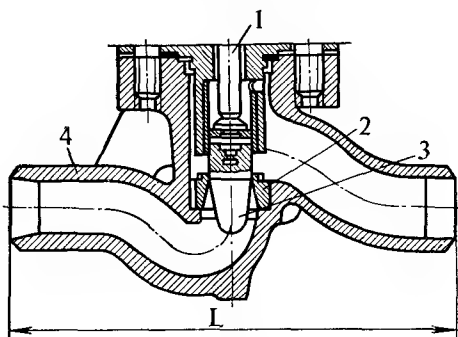


Рис. XIII.12. Рабочая часть регулировочного вентили для воды

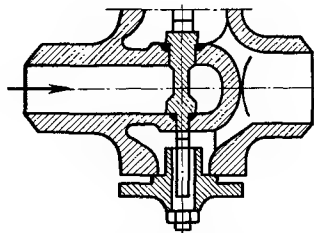


Рис. XIII.13. Рабочая часть регулировочного вентили для пара

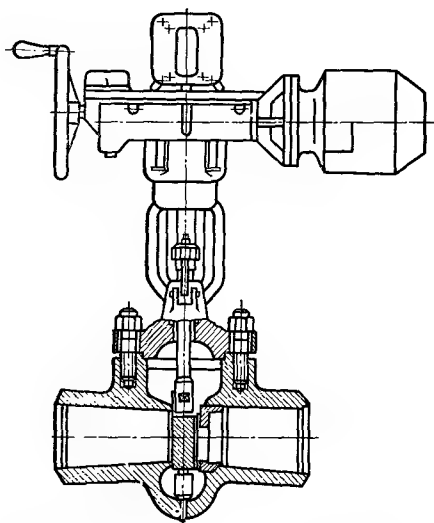


Рис. III.14. Паровой редукционный (дрессельный) клапан шиберной конструкции

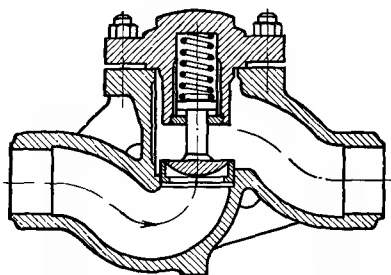


Рис. XIII.15. Обратный клапан для трубопроводов питательной воды

тель и т. д.) обязательна установка обратного клапана. Принцип его работы ясен из рис. XIII.15. Назначение его — предотвратить опорожнение водяного объема парогенерирующего агрегата при аварийном останове питательного насоса и падении давления в питательной магистрали. Ввиду важности такой арматуры в обеспечении надежной эксплуатации обратные клапаны не имеют вывода шпинделя за пределы корпуса, чтобы случайными неправильными действиями персонала не нарушить работы. Обратный клапан должен устанавливаться и на напорной стороне насосов (до запорной задвижки), чтобы при аварийном останове насоса защитить его всасывающую часть и подводящий к ней трубопровод от повышения давления в них. Чтобы не допустить существенного превышения давления в системе, обязательно устанавливают не менее двух предохранительных клапанов. На трубопроводах больших диаметров применяют импульсные предохранительные клапаны, в которых при превышении давления открывается сначала вспомогательный клапан, а вслед за ним — основной. Предохранительные клапаны на парогенераторах двухконтурных атомных станций, казалось бы, могут не устанавливаться, так как давление в них не может подняться выше того, которое отвечает температуре кипения, равной максимальной температуре теплоносителя. Однако расчет парогенератора на это давление не снимает требования установки предохранительных клапанов на случай (хотя и маловероятный) аварии, когда в результате прямого разрыва трубки парогенератора давление в нем может возрасти до рабочего давления реактора. Предохранительные клапаны используют и в первых контурах двухконтурных атомных станций (обычно на компенсаторах объема) со сбросом образующегося при их открытии пара в барботер под уровень воды (см., например, рис. X.18). Кроме основных предохранительных клапанов первого контура устанавливают дополнительные предохранительные клапаны меньшего проходного сечения на каждой из петель многопетлевого водо-водяного реактора в их отключаемых частях. Для одноконтурной АЭС предохранительные клапаны могут быть или на барабанах, или на паропроводах. Обязателен сброс из них в барботажные уст-

ройства (см. рис. X.15). По конструкциям кроме импульсных различают рычажные и пружинные (рис. XIII.16) предохранительные клапаны. Для вывода дренажей, спуска воды из контуров и непрерывной и периодической продувок также существуют свои конструкции арматуры. Общее правило для них — последовательная установка двух вентилей: запорного и вслед за ним соответствующего регулировочного, причем запорный должен открываться полностью. Для автоматического удаления конденсата пара, периодически скапливающегося в паропроводах, применяют конденсатоотводчики, через которые отводится только конденсат. Особенно внимательно следует подходить к проектированию трубопроводов и соответствующему выбору количества и мест размещения арматуры в одноконтурных атомных станциях. Необходимо иметь в виду, что абсолют-

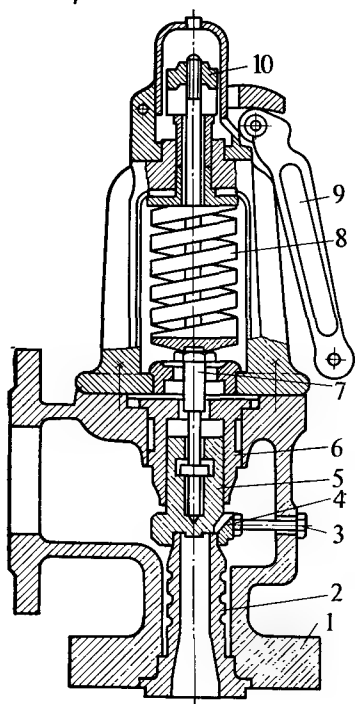


Рис. XIII.16. Пружинный предохранительный клапан рассчитанный на давление 12,5 МПа:

- 1 — корпус;
- 2 — втулка (седло);
- 3 — упорный закрепляющий штифт;
- 4 — направляющее (регулирующее) кольцо;
- 5 — тарелка клапана;
- 6 — направляющая втулка;
- 7 — шток;
- 8 — пружина;
- 9 — устройство для подрыва клапана от руки;
- 10 — гайка для регулировки клапана

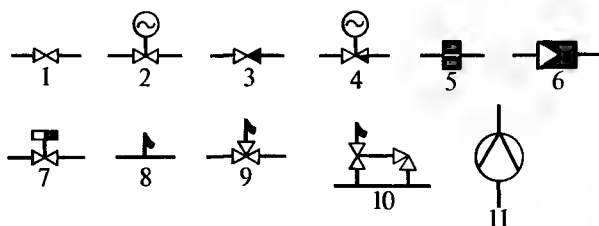


Рис. XIII.17. Условные обозначения арматуры на схемах трубопроводов:

- 1 — арматура без электропривода;
- 2 — арматура с электроприводом;
- 3 — обратный клапан;
- 4 — регулировочный клапан;
- 5 — дроссельная шайба;
- 6 — редукционная установка;
- 7 — быстросъемная арматура;
- 8 — выброс в атмосферу;
- 9 — трехходовой клапан с выбросом в атмосферу;
- 10 — предохранительный клапан с импульсным устройством и выхлопом в атмосферу;
- 11 — расходомер

ная плотность в длительной эксплуатации недостижима, причем наиболее трудноуплотняемой средой по началу пропуска является вода, а затем насыщенный и перегретый пар. В особо ответственных местах с большой радиоактивностью среды применяют иногда сложную систему уплотнений. Так, например, на атомной установке Арагонской национальной лаборатории (США) с одноконтурным реактором шпиндели арматуры имеют уплотнение из трех частей. После первой части протечка отводится в дренажное устройство с давлением 0,114 МПа; после второй — в систему с разрежением 150 мм вод. ст.; в третьей части давление превышает атмосферное на 150 мм вод. ст. Необходимость тщательного уплотнения часто вызывается не только тем, что первичный теплоноситель сильно радиоактивен и агрессивен, но иногда также и его дороговизной (например, D_2O). Промежуточное положение между арматурой и контрольно-измерительными приборами занимают указатели уровня, как устанавливаемые непосредственно на оборудовании, так и вынесенные за его пределы. Контроль уровня практически во всех аппаратах производится для условий барботажа пара через водяной объем. При этом действительный уровень воды в аппарате будет тем больше превышать уровень воды по водоуказательному прибору, чем ниже по высоте аппарата сделан отвод к измерителю в области водяного объема. Необходимо делать этот отвод возможно выше, но не превышая минимального уровня воды в аппарате.

Вся арматура, как снимаемая для ремонта, так и ремонтируемая на месте, после ремонта должна проходить гидравлическое испытание на давление, превышающее рабочее на 25%.

При исполнении схем трубопроводов используют условные обозначения для арматуры (рис. XIII.17).

ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН АТОМНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

XIV.1. Выбор места строительства

Основные требования к выбору места строительства атомной электростанции диктуются стремлениями уменьшить стоимость строительства и способствовать повышению экономичности и надежности эксплуатации. Расположение станции должно быть согласовано с перспективным планом развития района.

Целесообразно любую электростанцию располагать в центре электрических нагрузок, которые ей надлежит покрывать. Это не всегда удается, особенно для гидростанций. Для тепловых станций на органическом топливе приходится считаться также с близостью к району добычи топлива, особенно когда речь идет о низкокалорийных углях. Атомные станции свободны от этого требования и в этом одно из их преимуществ.

При выборе места строительства любой тепловой электростанции, в том числе и атомной, необходимо считаться с близостью и удобством использования источника технического водоснабжения. Особенно это важно для конденсационных тепловых электростанций, в конденсаторе которых конденсируется значительная часть пара, поступающего в турбину. По сравнению с турбинами перегретого пара, и тем более высоких и сверхвысоких давлений, турбины насыщенного пара, характерные для атомных электростанций, требуют значительно большего расхода циркуляционной воды, поэтому для АЭС условия, связанные с техническим водоснабжением, играют иногда решающую роль при выборе места строительства. Обязательное условие — незатопляемость территории при любом уровне паводковых вод.

Если атомная станция должна покрывать также и тепловые нагрузки в виде отпуска пара или горячей воды, то тем более желательно размещение станции в центре этих нагрузок. Следует иметь в виду, что пар экономически целесообразно подавать на расстояния 2—5 км (не более 10 км), а горячую воду — на 12—18 км (не более 30 км). Совершенно необходима простая и удобная связь с железной дорогой, пользоваться которой придется с начала строительства (подвоз строительных материалов, оборудования) и в процессе эксплуатации.

Любой мощной атомной электростанции предстоит работать в электрической системе, поэтому площадка для строительства должна обеспечивать удобный вывод высоковольтных линий электропередачи. Площадку и ее размеры выбирают с учетом возможного расширения АЭС, т. е. исходя из размещения оборудования полной мощности станции, а не только первой очереди строительства. Причем некоторые сооружения строят, исходя из полной мощности станции, а другие — с учетом возможного их расширения при минимальной стоимости их и максимальном удобстве эксплуатации. По размерам площадку выбирают достаточной для рационального по усло-

виям технологического процесса размещения всех необходимых зданий и сооружений. Рельеф местности должен быть ровным, не требующим больших планировочных работ, с минимальным поверхностным стоком (уклон 0,005—0,01).

Затраты на отчуждение земель под строительство электростанции (снос жилых поселков, лесных и сельскохозяйственных угодий) допускаются минимальными, причем в первую очередь следует использовать не колхозные земли, а земли Госфондов. Недопустимо расположение предполагаемой площадки для строительства станции в районе залегания полезных ископаемых или распространения оползней и осыпей, а в вечной мерзлоте станцию строят только на скальных основаниях. Не следует строить станцию в районе, сейсмичность которого выше 8 баллов. Для обоснованного выбора площадки проводятся: топогеодезические изыскания, инженерно-геологические работы (изучение режима грунтовых вод и исследование состава и строения пород), а также гидрологические и метеорологические изыскания (дебит и уровни источника водоснабжения, паводковые режимы и др.).

XIV.2. Некоторые специфические требования к строительству атомных электростанций

Для любой отрасли промышленности требования техники безопасности к генеральному плану корректировались в связи с опытом эксплуатации. Чаще всего эти требования со временем становились жестче, так как учитывались имевшие место аварийные ситуации. В атомной энергетике положение иное. В связи с отсутствием опыта приходилось принимать во внимание потенциальную опасность ядерных реакторов для обслуживающего персонала и населения близлежащих жилых районов. Поэтому для ядерной энергетике характерно диаметрально противоположное развитие требований техники безопасности, но, конечно, принимаемое с известной осторожностью и обоснованностью опытом эксплуатации. В отношении генерального плана атомной электростанции это сказывается прежде всего в выборе места строительства станции.

Полное исключение вредного влияния на окружающую среду требует при проектировании, сооружении и эксплуатации принятия мер, надежно предотвращающих аварии и выброс радиоактивности в окружающее пространство в том случае, если такая авария все же произошла. Отсутствие опыта эксплуатации побудило дополнить эти меры еще и защитными свойствами расстояния — до недавнего времени правилами проектирования во всех странах нормировалось минимальное расстояние от атомной электростанции до крупного населенного пункта. В СССР это расстояние санитарными правилами проектирования атомных электростанций было установлено не менее 35 км, что, в частности, предопределило и развитие атомных электростанций только как конденсационных, а не теплофикационных. Длительное подробное изучение воздушного бассейна в районах тепловых электрических станций как на ядерном, так и на органическом топливе показало, с одной стороны, полную безопасность для окружающего населения действующих атомных станций и действенность принимаемых мер, а с другой стороны — ущерб, наносимый здоровью людей тепловыми станциями больших мощностей, работающими на органических топливах (особенно на зольных твердых топливах и в еще большей мере — на сернистых углях и мазутах). В связи с этим в СССР снято ограничение по допустимому расстоянию от атомных электростанций даже до крупных населенных

пунктов. Поэтому возможно сооружение атомных ТЭЦ, что имеет определенные преимущества, так как всякая теплофикационная установка требует существенно меньшего расхода циркуляционной воды для конденсаторов, чем конденсационная. В связи с этим облегчаются условия выбора площадки для строительства, не говоря уже об обычных преимуществах комбинированной выработки электроэнергии и тепла.

В отношении промышленных предприятий существуют Государственные санитарные правила проектирования. Особое место занимают правила, установленные применительно к атомным электростанциям, неизбежно являющимися источниками *радиоактивных отходов — жидких, твердых и газообразных*. Эти отходы могут вызвать загрязнение воздуха, воды и окружающей территории. Источники жидких радиоактивных отходов — вода, используемая как теплоноситель, замедлитель или охладитель; любые растворы, применяемые для обработки радиоактивных материалов реактора, дезактивации оборудования и помещений; сбросы «активного» дренажа; сточные воды санпропускника и спецпрачечной. Источник выделения активных газов — реактор (ТВЭЛы при нарушении их герметичности). Твердыми радиоактивными отходами могут быть различного рода материалы из активной зоны реактора, трубы первого контура, загрязненные инструменты, оборудование, приборы, спецодежда, обувь и другие предметы. Следует также считаться с наличием радиоактивных аэрозолей за счет осколочной и наведенной активности. Такие аэрозоли могут поступать как внутрь помещения, так и в атмосферу при нарушении оболочек ТВЭЛов и герметичности аппарата и его радиоактивных коммуникаций, а также от активируемых материалов и конструкционных деталей. Источником аэрозолей могут быть также некоторые радиоактивные газы. В связи с этим при нарушении нормальных условий работы атомной электростанции возможно воздействие радиоактивных излучений как на персонал, обслуживающий ее, так и на лиц, проживающих в районе ее расположения. Обслуживающий персонал может подвергаться воздействию различных видов ионизирующей радиации: внешнему гамма- и бета-облучению, а также внутреннему воздействию при поступлении радиоактивных газов и аэрозолей в организм.

При ремонтных работах и разного рода авариях радиационная опасность возрастает. Это побуждает кроме упомянутых в § XIV.1 требований к площадкам строительства тепловых электростанций устанавливать для АЭС еще и дополнительные требования безопасности, которые следует учитывать как при выборе площадки для строительства, так и при размещении отдельных зданий и сооружений на генеральном плане атомной электростанции. При соблюдении всех этих требований вредное влияние АЭС на здоровье персонала станции и населения, проживающего в районе размещения АЭС, а также на окружающую среду исключается.

При выборе площадки для строительства следует отдавать предпочтение участкам с глубоким стоянием грунтовых вод с мощными слоями глинистых или суглинистых водоупорных грунтов.

Атомную станцию располагают с подветренной стороны по отношению к ближайшему населенному пункту. Участок, отводимый для АЭС, должен хорошо продуваться, поэтому при изысканиях следует особое внимание обращать на ветровой режим.

Вокруг атомной электростанции должна быть создана *санитарно-защитная зона*, размеры которой по согласованию с органами санитарного надзора устанавливают для каждой АЭС в отдельности в зависимости от типа, конструкции и мощности реактора, а также конкретных условий площад-

ки размещений. При этом годовая доза облучения для населения, проживающего в районе АЭС, должна быть менее 0,17 бэр.

В санитарно-защитной зоне можно располагать только здания и сооружения подсобного и обслуживающего назначения: пожарные депо, прачечные, помещения охраны, гаражи, склады (за исключением продовольственных), столовые для обслуживающего персонала, административные и служебные здания, здравпункты, ремонтные мастерские, транспортные сооружения, сооружения технического водоснабжения и канализации, временные и подсобные предприятия строительства и т. д. В пределах санитарно-защитной зоны исключается проживание населения и расположение школ.

Вокруг пункта подземного хранения жидких радиоактивных отходов также устанавливают санитарно-защитную зону, ширину которой выбирают, исходя из местных гидрогеологических условий, количества и состава удаляемых жидких отходов. В пределах этой зоны запрещается использовать поверхностные и подземные воды для хозяйственно-питьевого и сельскохозяйственного водоснабжения.

Территория промышленной площадки АЭС и ее жилого поселка должна быть озеленена, а безрельсовые пути в их пределах — асфальтированы. Кроме того, необходимо предусматривать устройства или механизмы для периодической обмывки транспорта и подъездных путей. При размещении производственных зданий и сооружений промышленную площадку станции условно разделяют на «чистую» и «грязную» зоны. Здания, где возможно выделение радиоактивных газов и аэрозолей, должны находиться с подветренной стороны по отношению к другим строениям; административные помещения и столовую для эксплуатационного и ремонтного персонала располагают в «чистой» зоне промышленной площадки; хозяйственно-питьевое и производственное водоснабжение разделяют.

Для удаления и обезвреживания жидких отходов, не содержащих радиоактивных веществ, сооружают хозяйственно-фекальную и производственно-ливневую канализации. Кроме того, предусматривают специальную канализацию для радиоактивных стоков, включающую в себя собственно технологическую (трапные воды, растворы после дезактивации контура теплоносителя, воды «активного» дренажа, сбросы из системы теплоносителя и др.), от спецпрачечной, очистных устройств и др. Жидкие радиоактивные отходы подают в очистные сооружения, имеющиеся как в отдельных помещениях, так и в зданиях реакторов. Эти сооружения предназначены для удаления и обезвреживания вод, содержащих радиоактивные вещества, с последующим повторным использованием их в производственном цикле (за исключением дебалансных вод от санпропускников, сбрасываемых по согласованию с органами Государственного санитарного надзора после очистки в хозяйственно-фекальную канализацию). Очистные сооружения должны быть просты по устройству и иметь высокую эффективность дезактивации, исключающую возможность радиоактивного загрязнения внешней среды.

Трубопроводы с активными жидкостями прокладывают изолированно от других коммуникаций для локализации возможных аварий и ликвидации их без нарушения нормальной эксплуатации. Прокладка этих трубопроводов должна предусматривать возможность быстрого обнаружения утечек. Трубопроводы спецканализации малоактивных растворов (до 10^{-5} Ки/кг) можно укладывать непосредственно в грунт с устройством колодцев через каждые 40—50 м по длине. Если грунт водонасыщен, то эти трубопроводы укладывают в каналах (лотках). Трубопроводы для жидких отходов с активностью 10^{-4} Ки/кг и более прокладывают только в железобетонных каналах (лотках) с надежной гидроизоляцией, предотвращающей проникновение раствора в грунт. Каналы (лотки) снабжают устройствами для обнаружения

и удаления возможных протечек. Все трубопроводы спецканализации строятся с уклоном, обеспечивающим их опорожнение.

Твердые радиоактивные отходы, а также пульпы и концентрированные растворы из очистных сооружений подлежат захоронению в специальных могильниках, размещаемых с разрывом не менее 50 м от водопроводных магистралей. Конструкция могильника должна исключать превышение предельно допустимого уровня радиоактивности на поверхности земли при полном использовании объема захоронения. Могильники размещают на территории, не затопляемой паводками, не ближе 500 м от открытых водоемов с резервной территорией для расширения. Участки с могильниками ограждают. Если очистные сооружения находятся в отдельном здании, то могильник может быть приближен к нему или даже быть непосредственно под ним. Для контроля за состоянием грунтовых вод по периметру могильников и вдоль трассы пульпопроводов закладывают буровые наблюдательные скважины 8 (см. рис. XIV.1) с учетом гидрогеологических особенностей местности.

Воздух, удаляемый из технологического оборудования и производственных помещений, после эффективной очистки и выдержки выбрасывают в атмосферу через вентиляционную трубу значительной высоты, располагаемую на территории станции.

Максимально допустимые выбросы (Ки/сут) на АЭС для различных элементов при высоте вентиляционной трубы 100 м приведены ниже:

Сумма стронция-90 и стронция-89	10 ⁻³
Йод-131	0,1
Сумма β- и γ-активных аэрозолей, кроме изотопов стронция-89 и стронция-90 и йода-131	0,5
Сумма радиоактивных инертных газов (изотопы криптона, ксенона и аргона) с периодом полураспада более 10 мин	3500

Допускается выброс элементов в любых пропорциях каждой группы, приведенных выше, но в сумме не более указанного значения, и суточный выброс одновременно всех групп изотопов, причем по каждой группе он не должен превышать принятых выше величин. Для вентиляционных труб с высотой, отличающейся от 100 м, нормы выброса могут быть изменены в соответствии с расчетом. При наличии двух или более труб выбросы рассчитывают суммарно. Эффективная высота вентиляционной трубы отсчитывается от уровня крыш жилых зданий, расположенных от АЭС на расстоянии 50 высот трубы.

Все конкретные требования обеспечения безопасности персонала и населения могут быть объединены следующими основными принципами проектирования, принятыми в атомной энергетике СССР:

- 1) максимальное сокращение количества жидких и газообразных отходов, подлежащих удалению во внешнюю среду; сокращение достигается рационализацией технологических процессов и повторным использованием жидких радиоактивных отходов в замкнутых оборотных системах;
- 2) локализация жидких и твердых отходов в местах их возникновения с последующим хранением их в специальных подземных емкостях;
- 3) дезактивация радиоактивных отходов, подлежащих внешнему удалению, а именно: выдержка газообразных и выпарка жидких радиоактивных отходов, использование которых в замкнутых оборотных системах невозможно, с захоронением концентрата (последнее, в частности, относится к водам спецрабочей и санпропускников);
- 4) сооружение высоких вентиляционных труб в конце тракта спецвентиляции; при этом может использоваться разбавление выбрасываемых газов

за счет вдувания чистого воздуха в вентиляционную трубу. Необходимо, однако, иметь в виду, что это мероприятие, так же как и рассеивание, достигаемое за счет большой высоты выбросной трубы, используется только как заключительный этап обезвреживания выбросов с целью повышения безопасности.

XIV.3. Размещение сооружений на генеральном плане атомной электростанции

Для строительства АЭС рекомендуется площадка прямоугольной формы. Генеральный план промышленной площадки обосновывает удобное взаимное расположение всех наземных зданий и подземных инженерных сооружений с учетом организации внутриплощадочного транспорта (автомобильного и железнодорожного). На генеральном плане должны быть размещены главное здание станции, распределительное устройство, повысительная подстанция, химводоочистка, могильники, спецбытовой и административный корпуса, подсобные здания (мастерские, склады, гараж и т. п.) и проложены коммуникации водопроводов и канализаций, а также подъездные железнодорожные и автомобильные пути.

В главном здании станции располагают: реакторную установку, циркуляционные петли первого контура, парогенераторы, машинный зал, бассейны выдержки отработавших ТВЭЛов, деаэраторы и вентиляционный центр. Компоновка главного здания подчиняется основному гигиеническому принципу деления помещения на зоны. Различают *зону строгого режима*, где возможно воздействие на персонал радиационного излучения, а также загрязнение воздуха и поверхностей конструкций радиоактивными веществами, и *зону свободного режима*, в которой полностью исключено воздействие радиационных факторов.

К зоне строгого режима относят: центральную часть зала с реактором и смонтированным на нем оборудованием, шахты перегрузки и выдержки, а также помещения, в которых располагают оборудование и проходят трубопроводы контура радиоактивного теплоносителя. В эту же зону входят помещения, где проводят работы, связанные с вскрытием загрязненного оборудования или сопровождающиеся периодическим загрязнением помещений радиоактивными веществами. В зону строгого режима можно проходить только через *санпропускник*. В этой зоне все помещения подразделяют на *необслуживаемые* и *полуобслуживаемые*. При работающем реакторе персонал в необслуживаемые помещения не допускается, а в полуобслуживаемые допускается периодически, чтобы суммарная доза облучения не превышала допустимой.

К зоне свободного режима относят операторские щитовые (щиты главный, дозиметрического контроля, вторичных КИП, электропитания и др.) и другие помещения, предназначенные для постоянного пребывания людей. Здесь влияние ионизирующей радиации на обслуживающий персонал за шестичасовой рабочий день не превышает допустимых норм.

Машинный зал двух- и трехконтурных АЭС считается зоной свободного режима, а одноконтурных (т. е. в случае подачи радиоактивного пара) — зоной строгого режима.

Для доставки материалов, оборудования, инструмента и приборов в зону строгого режима необходимо предусматривать отдельные входы и транспортные въезды для автомашин с механизированной разгрузкой. Отделка транспортного въезда должна быть выполнена материалами, мало сорбирующими радиоактивные вещества. Вход в помещения зоны свободного режима может предусматриваться через бытовые помещения обычного типа.

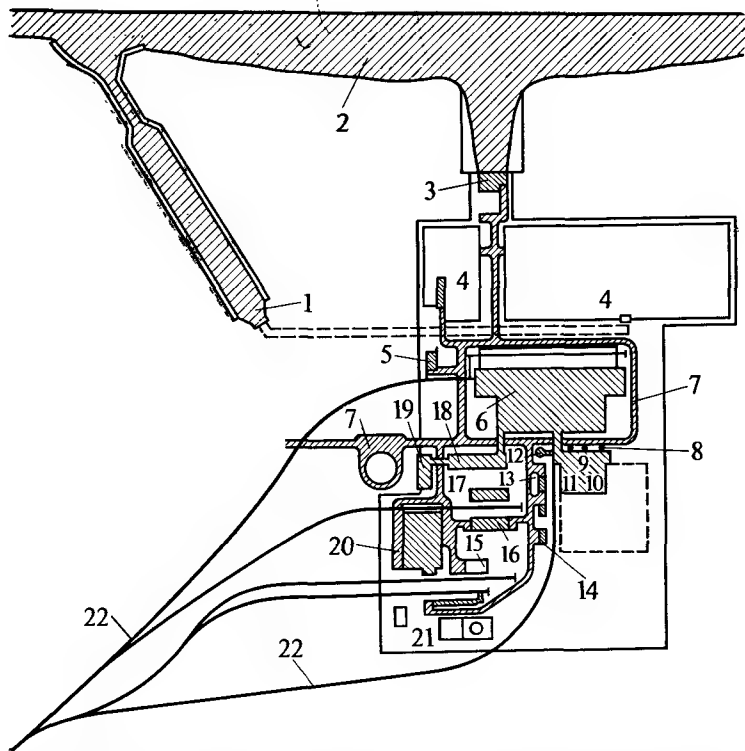


Рис. XIV.1. Схема генерального плана атомной электростанции

Топливо в центральный зал поступает по подъездным путям с автоматической выгрузкой при помощи дистанционного управления. Отработавшее топливо и сменяемые технологические каналы для вывоза их со станции выгружают так же, но с биологической защитой. Наблюдение ведется через защитные устройства.

Если станцию сооружают очередями, то при постройке главного корпуса предусматривают возможность его расширения со стороны временного торца, вблизи которого не следует располагать никаких других сооружений. То же относится и к некоторым производственным помещениям, например к зданию химводоочистки. Если предполагается расширение станции, то для первой очереди при прямоточном водоснабжении целесообразно подводить и отводить циркуляционную воду к пристанционному узлу технического водоснабжения со стороны, противоположной временному торцу. При развитии станции на полную мощность воду подводят и отводят с другой стороны главного корпуса второй очереди. Тем самым предусматривается двусторонний подвод и отвод воды при полной мощности станции.

При использовании прудов-охладителей или градирен необходимо на генеральном плане предусмотреть резервное место, отвечающее развитию станции на полную мощность. Возможно и смешанное водоснабжение. Например, для первой очереди наиболее дешевое прямоточное водоснабжение, а при последующем расширении, если дебита источника водоснабжения недостаточно для полной мощности станции, — дополнительное сооружение устройства оборотного водоснабжения. В этом случае на генеральном плане АЭС должно быть зарезервировано соответствующее место.

При прямоточном водоснабжении АЭС располагают вблизи водоема. Площадка не должна быть намного выше уровня воды, чтобы не было перерасхода электроэнергии на подъем больших количеств циркуляционной воды.

На рис. XIV.1 приведен пример расположения отдельных сооружений на генеральном плане атомной электростанции, сооружаемой у естественного источника водоснабжения 2 (река, озеро, море). Главный корпус 6 и, как следствие, прочие здания и сооружения ориентируют относительно береговой линии. Главный корпус через санитарно-бытовой 18 соединен с административным 19. В непосредственной близости к главному корпусу 6 находится корпус спецводоочистки 9, куда кратчайшим путем подают жидкие радиоактивные отходы. Для максимального сокращения путей движения всех других радиоактивных отходов (твердых и концентратов обработки в спецводоочистке) их хранилища 10 и 11 (могильники) помещены под зданием спецводоочистки. Штриховой линией показана резервная территория у могильников, не подлежащая застройке. Для сокращения активной трассировки вентиляционная труба 12 сооружена в непосредственной близости к главному корпусу (к его реакторной части) и зданию спецводоочистки. В главном корпусе машинный зал располагается вдоль распределительного устройства 4, что упрощает соответствующие выводы. Параллельно машинному залу проходит сбросной трубопровод циркуляционной воды, переходящий в сбросной канал 1. Из источника водоснабжения (реки, озера) охлаждающая циркуляционная вода подается в машинный зал насосами, установленными в береговой насосной 3.

К главному корпусу подведены железнодорожные 22 и автомобильные 7 подъезды; последние используются также в качестве пожарных проездов. На территории станции размещают: объединенный вспомогательный корпус 20 с мастерскими, маслохозяйство 21, вспомогательную котельную 16 и азотно-кислородную станцию 5, пожарную охрану 13, гараж 14. Эти сооружения расширения не требуют. Если станцию сооружают очередями, то здание химической водоочистки 17 строят с учетом возможности расширения, хотя производительность первой очереди химводоочистки всегда превышает потребную для восполнения убыли, так как она предназначена также и для обеспечения первоначального заполнения контура и других единовременных потребностей в больших расходах обособленной воды. Для складского помещения 15 целесообразно предусмотреть расширение. Все здания размещают с учетом пожарных норм, с обеспечением подъезда к ним. Железнодорожные подъезды к главному корпусу подведены как со стороны машинного зала, так и со стороны реакторного помещения. Маслохозяйство 21 и азотно-кислородную станцию для большей пожарной безопасности размещают на окраинах промышленной площадки. Всю территорию АЭС огораживают. Расстояние от ограды должно быть не менее 6 м до любого из сооружений АЭС, кроме брызгального бассейна, для которого оно увеличивается до 20 м.

Главный корпус станции располагают на расстоянии не менее 20 м от любого из зданий. В пожарном отношении важны расстояния от таких сооружений, как, например, открытый склад масел или азотно-кислородная станция (20—30 м).

В эксплуатационном отношении важны расстояния от брызгальных бассейнов и градирен до всех зданий станции и особенно до открытого распределительного устройства с повысительной подстанцией 4. Обычно в зависимости от силы господствующих ветров и их направления все основные сооружения отдают от градирен на 20—40 м, а подстанцию—на 40—60 м. Для брызгальных бассейнов эти цифры увеличивают соответственно до 60—100 и 60—120 м. Если эти условия не будут соблюдены, то возможен

занос в сооружения водяных паров и капельной влаги, которые могут нарушить эксплуатацию и вызвать аварию в зимних условиях, создав наледи на оборудовании и линиях электропередач.

При расширении электростанции эксплуатируемая часть должна отделяться ограждением от строящейся. К началу эксплуатации электростанции и подстанции в соответствии с проектом на территории станции должны быть закончены: планировка, благоустройство и озеленение соответствующей части территории; устройства для организованного отвода ливневых вод от зданий, сооружений и с территории; железнодорожные пути, автомобильные дороги, пожарные проезды и подъезды со всеми устройствами на них; дренажные и канализационные системы, хозяйственный, питьевой и пожарный водопроводы, средства тушения пожаров, санитарно-бытовые устройства, канализация и отопление; сети наружного освещения.

Скрытые под землей водопроводы, канализационные и теплофикационные устройства, газопроводы, а также подземные кабели в местах, не имеющих постоянных сооружений, для ориентира должны иметь на поверхности земли специальные указатели.

Пример генерального плана (см. рис. XIV.1) приведен для АЭС, строящейся на полную мощность без предполагаемого расширения. Если станцию строят очередями, то при планировке, аналогичной показанной на рис. XIV.1, расширение главного корпуса возможно вправо. Однако в этом случае вентиляционную трубу 12, общую для обеих очередей, следовало бы разместить с противоположной стороны корпуса спецводоочистки для симметричного подвода воздухопроводов обеих очередей. Должны быть построены также еще одна береговая насосная (правее первой) и дополнительный сбросной канал, который для больших естественных водоемов удобно отвести по правому краю главного корпуса второй очереди.

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

XV.1. Назначение вентиляционных установок атомных электростанций

Вентиляция должна обеспечивать нормальные и безопасные условия работы персонала. Одна из ее задач на атомных станциях, так же как и на любых промышленных предприятиях, — поддержание санитарно-гигиенических норм температуры, влажности и запыленности воздуха производственных помещений. Это единственное требование к вентиляции помещений зоны свободного режима, где персонал может находиться неопределенно длительное время, так как здесь нет выделений радиоактивных примесей. Основное производственное помещение зоны свободного режима — машинный зал двухконтурных и трехконтурных АЭС. Опыт эксплуатации АЭС показал, что в этих цехах для общеобменной вентиляции нельзя ограничиться естественной аэрацией. В настоящее время вентиляция машинного зала осуществляется как принудительная, приточно-вытяжная, с подачей воздуха на нулевую отметку помещения.

Зона строгого режима при работе оборудования первого контура характеризуется не только высоким γ -фоном, но и неизбежным, даже при практически плотных оболочках ТВЭЛов, наличием изотопов иода, активных инертных газов и аэрозолей в протечках теплоносителя. Источниками радиоактивности являются также многие вспомогательные сооружения и элементы (бассейны выдержки, система продувки реактора, баки сброса радиоактивных протечек и др.). Кроме того, следует считаться с наведенной активностью воздуха помещений и активацией пыли воздуха.

Главная задача вентиляции помещений зоны строгого режима — поддержание в воздухе полуобслуживаемых помещений в процессе эксплуатации концентраций всех радиоактивных примесей на уровне менее предельно допустимых концентраций, устанавливаемых службой дозиметрии. В необслуживаемых помещениях предельно допустимые концентрации должны обеспечиваться в процессе ремонта оборудования после его останова. Для этих целей существует специальная технологическая вентиляция. При этом (попутно) для зоны строгого режима эта вентиляция решает и задачи обычной санитарно-гигиенической вентиляции.

Специальная вентиляция работает по *приточно-вытяжной системе*, так как при этом должны обеспечиваться необходимые для данного помещения разрежение и организованные потоки воздуха. Поступление приточного воздуха в помещение и удаление загрязненного в вытяжную систему должно быть предусмотрено таким образом, чтобы надежно вентилировать все помещение, а потоки воздуха направлять из наиболее «чистых» зон в более «загрязненные», исключая перетечки воздуха в обратном направлении. Основные требования к специальной вентиляции — высокая эффективность и надежность. Недопустимы сколько-нибудь длительные перерывы в работе этой системы при работающем технологическом оборудовании,

иначе говоря, эксплуатация оборудования АЭС допустима только в условиях работающей вентиляции. При этом следует помнить, что ее основное назначение — не ликвидация результатов серьезных нарушений эксплуатации, а поддержание радиационно безопасных условий работы персонала в отсутствие таких нарушений. В противном случае потребовались бы колоссальные расходы воздуха и установка лишнего вентиляционного оборудования. При перерывах в работе реактора система специальной вентиляции должна продолжать работу.

Приточные устройства вентиляционной установки обозначают буквой П с соответствующим порядковым номером; *вытяжные* — буквой В с порядковым номером, совпадающим с номером соответствующих приточных устройств. Из назначения приточно-вытяжных систем (обеспечения необходимой чистоты воздуха в помещениях зоны строгого режима) следует, что эти системы должны работать как разомкнутые.

Другая задача вентиляционных установок зоны строгого режима — обеспечение температур во всех помещениях: не выше 40°C в полуобслуживаемых и не выше 60°C в необслуживаемых. Если запроектированная разомкнутая приточно-вытяжная система вентиляции с этим не справляется, то ее дополняют специальной системой для отвода теплоты, которая должна быть замкнутой (т. е. с *рециркуляцией*). Это находит свое отражение и в обозначении этих систем буквой Р с соответствующим порядковым номером.

XV.2. Основы проектирования специальной технологической вентиляции

Отдельные помещения зоны строгого режима различают по степени радиоактивности. Также по степени радиоактивности может отличаться и оборудование, размещенное в одной и той же части здания. Для создания возможно более благоприятной радиационной обстановки при проектировании систем специальной вентиляции обязательно выполнение следующих правил:

- 1) к одной и той же вентиляционной системе недопустимо параллельное подсоединение помещений разной степени радиоактивности;
- 2) для уменьшения производительности вентиляционных установок, помещения различной степени активности могут быть подсоединены к одной вентиляционной установке при условии их последовательного подключения, т. е. с применением ступенчатой схемы вентиляции; приточный воздух подается в обслуживаемые помещения и коридоры, откуда через клапаны одностороннего действия перепускается в необслуживаемые и удаляется из них за счет разрежения, создаваемого вентиляторами вытяжных установок. Такая система обеспечивает непрерывный поток воздуха из обслуживаемых помещений в необслуживаемые и исключает возможность обратного перетекания;
- 3) из мест повышенной радиоактивности должна осуществляться отдельная вентиляция для локализации радиоактивности, уменьшения общей производительности вентиляционных установок и улучшения общей радиационной обстановки;
- 4) обязательно 100%-ное резервирование вентиляционных агрегатов с автоматическим включением резервных агрегатов и автоблокировкой электродвигателей клапанов вытяжной и приточной систем с двигателями соответствующих вентиляционных установок;
- 5) выбор производительности вентиляционных установок должен делаться с учетом перегрузок (для реакторного зала) и условий проведения ремонтных работ для оборудования первого контура после спада γ -фона, так как

этим определяется продолжительность пребывания ремонтного персонала в соответствующих помещениях.

Производительность установок определяют, исходя из того, что в этих условиях в работе находятся все вентиляционные агрегаты, включая резервные. Расчетные кратности воздухообменов в помещениях зоны строгого режима ориентировочно могут быть рекомендованы в следующих пределах:

Объем помещения, м ³	500	1000	5000	10 000	и более
Кратность воздухообмена за 1 ч	5	3	2	1	

Окончательно кратности воздухообмена для каждого помещения устанавливают в соответствии с предельно допустимыми концентрациями радиоактивных изотопов в условиях эксплуатации данного помещения. В процессе нормальной эксплуатации кратности воздухообмена менее единицы не допускаются, а при перегрузках и ремонтных работах в реакторном зале должен быть обеспечен не менее чем двукратный обмен воздуха в расчете на включение в работу также и резервной установки.

В боксах главных циркуляционных насосов и главных задвижек, а также в боксах парогенераторов радиоактивность наибольшая по сравнению с любым другим помещением. Кроме того, наиболее опасные с точки зрения повышения радиоактивности протечки теплоносителя возможны именно в этих боксах. Поэтому к ним предъявляют дополнительные требования, а именно: при производстве ремонтных работ должен быть обеспечен трех- или пятикратный обмен воздуха (в зависимости от конкретных условий необходимого ремонта) с учетом включения в работу соответствующих резервных вентиляторов. Во всех случаях производства ремонта в открытых дверных проемах должна быть обеспечена скорость воздуха не менее 1 м/с за счет работы вытяжной вентиляции.

Основные вентиляционные системы предусматривают для аппаратного отделения главного корпуса и помещений очистки радиоактивных вод. На одноконтурных станциях к спецвентиляции машинного зала предъявляют требования, аналогичные требованиям к вентиляции реакторного зала.

Кроме основных вентиляционных систем существует еще ряд других, меньших по производительности, часть из которых включается периодически, например приточно-вытяжная вентиляция в помещениях аккумуляторных батарей системы надежного питания, включаемая только при зарядке аккумуляторов.

Наибольшую мощность имеют вентиляционные установки аппаратного отделения. Специальную технологическую вентиляцию этого отделения осуществляют несколькими системами, так как степень радиоактивности отдельных его помещений различна — наибольшая в боксах парогенераторов, главных циркуляционных насосов и главных задвижек; наименьшая — в реакторном зале.

Эффективность и бесперебойность работы специальной технологической вентиляции во многом определяют надежность работы АЭС и ее радиационную безопасность.

Все системы технологической вентиляции, как вытяжные, так и приточно-вытяжные, создают в вентилируемых помещениях разрежение (не более 20 мм вод. ст., обычно 3—5 мм вод. ст.). Во всех системах предусматривают резервные приточные и вытяжные камеры, причем для особо ответственных систем — 100%-ный резерв.

Для проведения срочных ремонтных работ во время эксплуатации в реакторном зале существует подача воздуха к средствам индивидуальной защиты (пневмокостюмы) при помощи специальной установки, состоящей из двух

вентиляторов (один—резервный) производительностью 750 м³/ч. Пневмокостюмы присоединяют к ним при помощи воздухораспределительных гребенок с гибкими шлангами, располагаемыми при входе в необслуживаемые или полуслуживаемые помещения. Через гребенки пропускается по 15 м³/ч воздуха. Эти установки только приточные с напором 70 мм вод.ст. На напорной линии они имеют аэрозольные фильтры. Электродвигатели этих вентиляторов подсоединяют к сети надежного питания. Для хранения твердых радиоактивных отходов предусматривают только вытяжную вентиляцию. Производительность ее определяют, исходя из условий одновременного открытия только одного люка и создания в его проеме скорости воздуха не менее 2 м/с. Конкретный выбор вентиляционных систем и их производительностей для проектируемой АЭС решается в неразрывной связи с принятыми компоновочными решениями и выбранной системой локализации аварий.

XV.3. Примерная схема установок специальной технологической вентиляции

На рис. XV.1 представлена примерная схема специальной технологической вентиляции здания применительно к помещениям очистки радиоактивных вод. Буква с (см. подрисуночную подпись) показывает, что приточная и вытяжная системы обслуживают спецводоочистку, а не главный корпус. Приточная система — одна (П-1 с), вытяжных — две (В-1 с и В-2 с). Это объясняется тем, что часть помещений способствует выделению в воздух радиоактивных аэрозолей, в результате чего в систему включают специальные фильтры для удаления аэрозолей. Использование фильтров для всех потоков воздуха излишне удорожает установку, поэтому их предусматривают только на потоках наибольшей радиоактивности. В работе находится всегда часть фильтров. По мере увеличения их сопротивления из-за забивания и связанного с этим роста их радиоактивности фильтры переключают для замены.

Приточный воздух в воздухозаборную шахту поступает снаружи из зоны, где имеют место наименьшие загрязнения. Воздух несет с собой некоторое количество пыли, которую следует предварительно удалить, чтобы избежать ее активации и излишней загрузки аэрозольных фильтров.

Специальная технологическая вентиляция должна обеспечивать также и обычную санитарно-гигиеническую, т. е. поддерживать в помещениях определенную температуру воздуха. Это требует подогрева приточного воздуха зимой и охлаждения летом, поэтому на пути приточного воздуха после фильтров устанавливают калориферы 2 с включением их в работу по мере необходимости с подачей в них или холодной воды (после парожektorной установки), или горячей — из теплосети. Перед калориферами располагают масляные фильтры 1 для очистки воздуха от пыли, представляющие собой непрерывно движущиеся сетки, смачиваемые маслом, сорбирующим пыль из воздуха. Внизу масляных фильтров имеется емкость, при проходе через которую сетки фильтров очищаются, оставляя в ней загрязненное масло и смачиваясь вновь для последующей работы. На напорной части 4 вентиляторов 3 приточной системы установлены герметичные клапаны 5 с электродвигателями, заблокированными с электродвигателями вентиляторов обеих систем, поэтому вентиляторы как приточной так и вытяжной системы включаются одновременно. В постоянной работе находится по одному вентилятору систем П-1с, В-1с и В-2с. Вторые агрегаты этих систем создают 100%-ный резерв и автоматически включаются при выходе из строя аналогичных работающих агрегатов.

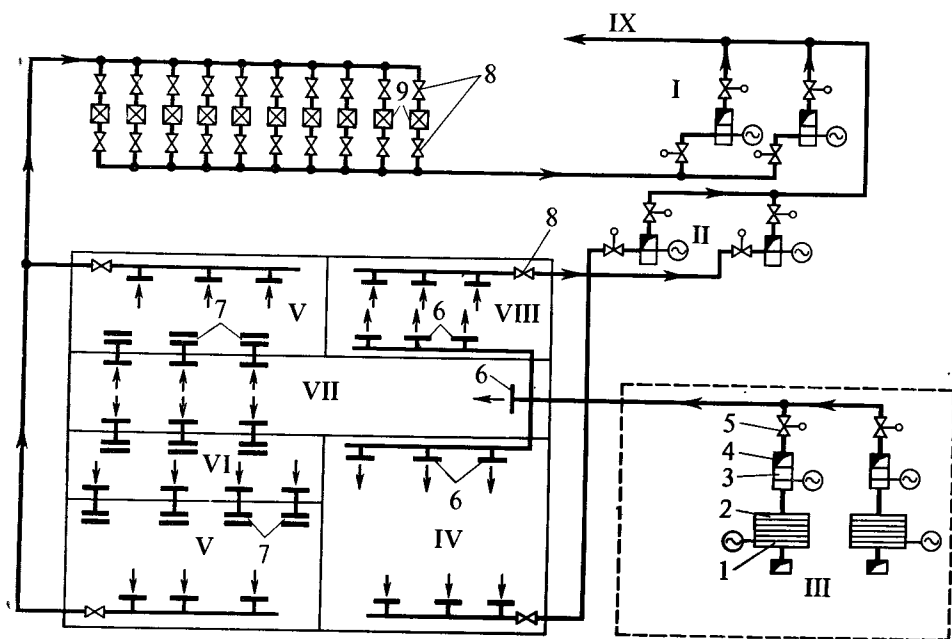


Рис. XV.1. Вентиляция помещений очистки радиоактивных вод:
 I — система В-1с; VI — полуобслуживаемое помещение;
 II — система В-2с; VII — коридор обслуживания;
 III — система П-1с; VIII — лаборатория;
 IV — обслуживаемое помещение; IX — в вентиляционную трубу $H=100$ м;
 V — необслуживаемое помещение;

На рис. XV.1 виден последовательный переток воздуха по помещениям с разной степенью радиоактивности (ступенчатая вентиляция). Весь воздух из приточной системы через обычный клапан с сеткой 6 поступает в коридор обслуживания и другие обслуживаемые помещения, например помещения лабораторий и щита системы очистки радиоактивных вод. Так как в обслуживаемых помещениях вентиляция только санитарно-гигиеническая, то воздух из них поступает в свою вытяжную систему В-2с и сбрасывается в воздухопровод, идущий в вентиляционную трубу станции.

В необслуживаемые и полуобслуживаемые помещения зоны строгого режима приточный воздух направляется из коридора обслуживания через клапаны 7 избыточного давления, надежно обеспечивающие переток воздуха только в направлении от «чистых» помещений в «загрязненные», причем из менее «загрязненных» в более «загрязненные», но не наоборот, что хорошо видно на рис. XV.1. В «загрязненных» помещениях возможно выделение в воздух аэрозолей, поэтому, прежде чем поступить через вентиляторы к вентиляционной трубе, воздух проходит очистку на аэрозольных фильтрах 9, выключаемых на очистку вентилями 8. Из рисунка видно также, что рециркуляцию приточного воздуха не применяют, так как это нарушило бы основной принцип специальной технологической вентиляции.

Необслуживаемые и полуобслуживаемые помещения очистки радиоактивных вод и связанных с ней хранилищ жидких отходов являются зонами повышенной радиоактивности.

Кроме того, из этих помещений должно отводиться большое количество теплоты, поэтому кратность воздухообмена для них выбирают повышенной — не менее 5. Это приводит к большой общей производительности вентиляционной установки. Так, для АЭС с двумя реакторами ВВЭР-440 общая

производительность вентиляционной установки спецводоочистки составляет 70 000 м³/ч.

Для проведения срочных ремонтных работ во время эксплуатации в помещениях очистки радиоактивных вод предусматривают также подачу воздуха к средствам индивидуальной защиты — система П-2с, производительностью 300 м³/ч.

XV.4. Обеспечение допустимых температур воздуха в производственных помещениях

При остановленном основном оборудовании в зимнее время допустимая температура воздуха в производственных помещениях поддерживается работой подогревателей сетевой воды от вспомогательной котельной. В процессе работы технологического оборудования только некоторые помещения АЭС нуждаются в отоплении, например щит управления и реакторный зал. Требуемая температура обеспечивается за счет подогрева приточного воздуха. Наряду с этим в ряде помещений возникает потребность отвода больших количеств теплоты для предотвращения недопустимого повышения температур воздуха. Количество теплоты, выделяющееся от работающего оборудования, резко различается не только между цехами, но и в пределах одного и того же цеха. Так, в машинном зале наиболее благоприятные температурные условия имеют место в районе расположения конденсатных насосов и циркуляционных насосов охлаждающей воды, а самые высокие температуры — вблизи деаэраторов и в районе расположения паропроводов, подающих пар из реакторного цеха к турбинам.

Создание благоприятных температурных условий обязательно учитывают при компоновке теплового оборудования. Изучение рабочих условий машинного зала показывает, что теплоотводящих установок для всего цеха не требуется. Превышение температуры не более чем на 5°C в рабочем помещении по сравнению с наиболее высокой летней температурой относительно легко достигается за счет принудительной подачи воздуха. В местах с недопустимо высокими температурами воздуха обычно нет постоянных рабочих мест, поэтому наиболее целесообразно предусматривать для них местное «душирование». Эти установки включают только при временной работе персонала, они подают охлажденный и увлажненный воздух.

Постоянно работающие охлаждающие (а иногда и увлажняющие) установки предусматривают только для ряда рабочих помещений реакторного контура и системы очистки радиоактивных вод. Прежде всего для этой цели используют калориферы приточных камер соответствующих вентиляционных систем. Для реакторного зала необходимый отвод теплоты обеспечивается вентиляционной системой, поэтому достаточность выбранной кратности воздухообмена (т. е. производительности вентиляционной системы реакторного зала) проверяют с учетом обеспечения допустимых температур (зимой 25—30°C, летом — не более 40°C), принимая во внимание включение калориферов в приточных камерах.

Труднее всего организовать теплоотвод из помещений боксов парогенераторов, главных циркуляционных насосов и главных задвижек. Специфичность этих помещений в том, что поверхностные температуры рабочего оборудования здесь наивысшие, а объем нагреваемого воздуха по сравнению с любым другим помещением существенно меньше, что объясняется стремлением уменьшить затраты на сооружение герметичных помещений. Поэтому решение, удовлетворительное для реакторного зала,

неприемлемо для боксов. Для них приходится создавать дополнительные самостоятельные системы, которые поддерживают допустимые температуры воздуха на уровне 40—60°C.

Избыточную теплоту из помещений боксов можно отводить по-разному в зависимости от выбора охлаждающего агента. Одним из решений может быть пропуск через боксы больших количеств холодного воздуха. Однако при этом потребуются огромные очистные установки для сбрасываемого воздуха. Уменьшить их за счет применения рециркуляции воздуха нельзя, так как радиационная обстановка в помещении существенно ухудшится. Поэтому для боксов разделяют системы вентиляции, предназначенные для удаления радиоактивных примесей и для отвода избыточной теплоты, применяя для последней рециркуляцию, чтобы не увеличивать очистные сооружения для загрязненного воздуха. Так, для АЭС с двумя реакторами ВВЭР-440 в дополнение к вентиляционной системе аппаратного отделения устанавливают рециркуляционную систему Р, состоящую из трех камер (одна рабочая и две резервные), каждая из которых производительностью 80 000 м³/ч на один реактор. Через эти системы в расчете на один реактор отводится около $6,5 \cdot 10^6$ кДж/ч теплоты.

Рециркулирующий воздух охлаждается в теплообменниках, к которым подводится вода с температурой не выше 10°C. В теплое время года эта температура обеспечивается за счет работы специальной *холодильной парожекторной машины*. Рециркуляционные системы для теплоотвода предусматриваются также для охлаждения бетонной шахты реактора и др. Особые требования предъявляются к вентиляции помещений блочных щитов управления и щитов дозиметрии. Эксплуатационный персонал находится здесь непрерывно. В этих помещениях требуется не только организация необходимого воздухообмена, но и поддержание температуры воздуха на уровне +22°C и влажности 60% в любое время года. Эта задача решается специальными установками кондиционирования воздуха.

Стоимость вентиляционных установок зависит от объемов вентилируемых помещений, что необходимо учитывать при выборе компоновочных решений. Например, отказ от индивидуальных боксов парогенераторов удешевляет главный корпус и вентиляционные установки.

XV.5. Вентиляционные центры атомных электростанций и воздухопроводы

Вентиляционные установки АЭС состоят из большого числа агрегатов, перекачивающих ежедневно сотни тысяч кубических метров «чистого» и «загрязненного» воздуха. Целесообразно объединение их в специальных *вентиляционных центрах*. Это позволяет улучшить их обслуживание и сократить обслуживающий персонал, более целесообразно использовать цеховые площади и исключить устройства для борьбы с аэродинамическим шумом. Некоторый недостаток вентиляционных центров — увеличение протяженности воздухопроводов по сравнению с индивидуальным размещением вентиляционных установок.

Вентиляционные центры целесообразно располагать в отдельных зданиях или лучше в пристройках к главному зданию станции. При этом приточные и вытяжные центры размещают раздельно. Приточный, «чистый», вентиляционный центр располагают обычно в пристройке к зоне, наиболее свободной от радиоактивных примесей, т. е. со стороны машинного зала, противоположной реакторному. «Грязный», вытяжной, вентиляционный центр помещают в пристройке к реакторному залу со стороны, противоположной машинному. При этом сокращаются трассы соответствующих воздухо-

водов и наилучшим образом обеспечивается ступенчатость спецвентиляции. Кроме того, требования к компоновке и обслуживанию, неодинаковые для этих центров, лучше всего удовлетворяются при раздельном расположении.

Следует, однако, иметь в виду, что при любом расположении приточных и вытяжных вентиляционных центров (совместное или раздельное) обязательно должна быть обеспечена *автоблокировка электродвигателей* вентиляторов соответствующих приточной и вытяжной систем и их герметичных клапанов. Включаются и выключаются агрегаты или автоматически (при аварийной остановке одного из вентиляторов), или дистанционно (если включение производится при всех работающих агрегатах).

В вытяжных центрах вентиляторы, удаляющие наиболее радиоактивно загрязненный воздух, размещают в отдельных защитных боксах с самостоятельной вытяжкой. Помещение этих установок относится к полубслуживаемым. Электродвигатели вентиляторов, приводы запорно-регулирующей арматуры и контрольно-измерительные приборы располагают в обслуживаемых помещениях. Шкалы контрольно-измерительных приборов системы вентиляции выносят на центральный щит управления. Должна быть обеспечена также приточно-вытяжная вентиляция самих вентиляционных центров.

Работа всех вентиляционных систем контролируется службой контрольно-измерительных приборов и автоматики, а контроль за качеством приточного и удаляемого воздуха ведет служба дозиметрии. Воздух после вытяжного вентиляционного центра выбрасывается в атмосферу через вентиляционные трубы, высота которых не менее 100 м для атомных реакторов с тепловой мощностью 300 МВт и более. Увеличение высоты вентиляционной трубы повышает стоимость ее сооружения, но позволяет допускать большую радиоактивность сбросов, а также упростить и удешевить очистные сооружения. Для АЭС с реакторами ВВЭР-440 оптимальная высота вентиляционной трубы 100 м при диаметре ее в устье 3 м. Применение более высокой трубы должно быть соответствующим образом обосновано.

Воздуховоды выполняют из стали и покрывают внутри антикоррозионным лаком. Диаметры воздуховодов могут быть весьма значительными — до 1500 мм. Для удешевления строительства целесообразно для биологической защиты вытяжных воздуховодов использовать строительные бетонные конструкции. Так как сбросные воздуховоды выходят из производственных зданий и входят в вентиляционную трубу выше уровня земли, то целесообразна наземная трассировка их от производственных зданий до трубы. Отказ от подземной трассировки сокращает общую длину воздуховодов (уменьшается стоимость строительства), обеспечивает большую радиационную безопасность и облегчает проведение ремонтных работ.

Воздуховоды прокладывают с небольшим уклоном в одну сторону. Врезка неочищенных технологических радиоактивных сдувочных линий в систему воздуховодов не допускается. Сброс в вентиляционную трубу радиоактивных газов из технологических сдувок, как бы незначительны они ни были, может осуществляться только после их дезактивации (см. гл. XVI). Расположение выбросной трубы возможно ближе к вентилируемым помещениям сокращает длину воздуховодов, удешевляет тем самым строительство и улучшая радиационную обстановку на территории станции. На примерном генеральном плане (см. рис. XVI.1) вентиляционная труба именно так и расположена — вблизи от главного корпуса и корпуса очистки радиоактивных вод. Вытяжной вентиляционный центр на этом генплане предполагается в здании, примыкающем к главному корпусу со стороны реакторного зала, т. е. в непосредственной близости к основным вентилируемым помещениям и вентиляционной трубе.⁴

ДЕЗАКТИВАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

XVI.1. Назначение дезактивационных установок

В процессе эксплуатации АЭС непрерывно образуются радиоактивные вещества (см. § XIV.1). В связи с этим в составе оборудования АЭС предусматривают *дезактивационные установки* непрерывного и периодического действия. Назначение их заключается в поддержании радиоактивности отдельных элементов оборудования на уровне, определяемом характером этого оборудования и режимом его эксплуатации; обезвреживании жидких и газообразных радиоактивных отходов и дезактивационных растворов; захоронении твердых радиоактивных отходов и концентрированных радиоактивных отходов после дезактивационных установок. Дезактивационные установки, в основном непрерывного действия (за исключением случаев дезактивации самих этих аппаратов, что, естественно, требует их останова), сосредоточивают в самостоятельном цехе очистки радиоактивных вод и связанных с ним (или входящем в его состав) могильниках.

В принципе надо стремиться обезвреживать радиоактивные воды непосредственно у места их возникновения. Однако по степени радиоактивности и специфичности технологического процесса дезактивационные установки отличаются от основного оборудования АЭС и зачастую громоздки, поэтому целесообразно выделение самостоятельного цеха. При этом всю систему дезактивационных установок проектируют таким образом, чтобы технологический процесс был организован четко, коммуникации были по возможности наиболее короткими, а габариты и стоимость установок — наименьшими, однако не в ущерб дезактивирующему эффекту.

Процессы обработки газообразных и жидких радиоактивных отходов различны и подлежат отдельному рассмотрению. Назначение обработки газообразных отходов — доведение их до состояния, допускающего полный выброс в атмосферу. Хранение их должно быть кратковременной промежуточной стадией такой обработки. Назначение обработки жидких отходов двоякое — возвращение в цикл дезактивированной воды высокой чистоты и концентрирование всей содержащейся в ней радиоактивности в остатке по возможности наименьшего объема для захоронения его в минимально необходимых емкостях. Радиоактивные воды основных технологических систем представляют собой воды высокой чистоты (типа конденсатов), поэтому экономически более целесообразно возвращать их в цикл, а не сбрасывать, не говоря уже о большей радиационной безопасности такой системы.

Твердые радиоактивные отходы перед их захоронением также стремятся по возможности уменьшить в объеме. Зараженную спецодежду и обувь можно предварительно сжигать. Возможно сжигание смол ионообменной установки по обработке продувочной воды реакторов и аэрозольных фильтров спецвентиляции. Однако при сжигании возникает необходимость

очистки продуктов горения, поэтому чаще твердые радиоактивные отходы захороняют без предварительного сжигания.

Загрязненные вышедшие из строя инструменты и отдельные детали реакторной установки и установок технологического транспорта захороняют без какой-либо предварительной обработки. Загрязненные, но пригодные к использованию инструменты и отдельные детали установок после дезактивации в мойках реакторного зала могут быть использованы повторно. Детали реакторной установки, вышедшие из строя и подлежащие захоронению, иногда бывают столь крупными, что перед транспортировкой в могильники их надо предварительно разрезать на более мелкие части. В условиях реакторного зала такая операция практически трудно осуществима. Считается более целесообразным предусматривать непосредственно у реакторного зала (или даже в его пределах) внутреннюю емкость для захоронения, куда могли бы опускаться крупные детали с заливкой их бетоном толщиной, достаточной для биологической защиты. Эти емкости следует развивать главным образом в высоту, учитывая соответствующие возможности реакторного зала и условия захоронения (например, стержней системы управления и защиты), а также экономии площади реакторного зала. Периодической дезактивации подвергают остановленное оборудование, подлежащее ремонту, а также стены и полы производственных помещений реакторной установки, спецводоочистки и др. Активация этих поверхностей может происходить в результате непосредственного соприкосновения с радиоактивным веществом в твердом или жидком состоянии (например, при протечках) и сорбции на поверхности аэрозолей, гидрозолей и газов, содержащих радиоактивные изотопы. Для уменьшения такой активации и облегчения дезактивации полы и стены производственных помещений зоны строгого режима делают из материалов, мало сорбирующих радиоактивные вещества, легко поддающихся дезактивации и обладающих необходимой температурной и коррозионной стойкостью. Для стен применяют глазурованную плитку, эпоксидные или перхлорвиниловые эмали, для полов — сталь, покрытия эпоксидными эмалями или полиэтиленом. Места соединений стен между собой и полом закругляют, все проводки (освещение, газ и др.) выполняют скрытыми, окна делают без подоконников. Помещения, через которые проходят коммуникации контура теплоносителя, должны иметь надежную гидроизоляцию, исключающую возможность попадания радиоактивных растворов в нижележащие помещения и грунт. В помещениях зоны свободного режима для отделки полов применяют пластик или линолеум, а для стен и потолков — масляную и клеевую краску.

Помещения дезактивируют путем их обмывки, для чего полы настилают с уклонами и трапами.

XVI.2. Причины радиоактивных отложений в системах первого контура и методы периодического удаления этих отложений

В эксплуатации радиоактивность водного теплоносителя определяется главным образом газовой активностью в наибольшей степени азота-16 с периодом полураспада 7,3 с и энергией γ -излучения 6,13 МэВ, а также кислорода-19 с периодом полураспада 29,4 с и из числа долгоживущих — азота-13 с периодом полураспада 112 мин. Изотопы натрия могли бы заметно повысить радиоактивность (см. § X.5), однако их присутствие в воде реактора строго ограничивается в пределах, практически не влияющих на

радиоактивность воды. Повышение радиоактивности воды за счет продуктов коррозии, образующихся преимущественно за пределами активной зоны, но активирующихся при циркуляции через нее во время эксплуатации реакторов, также невелико по сравнению с газовой активностью. После останова реактора газовая активность быстро падает и доступность оборудования для ремонта или осмотра определяется только отложениями на нем радиоактивных продуктов коррозии, а иногда и продуктов деления ядерного горючего.

Поверхности первого контура могут задерживать радиоактивные примеси воды в результате сорбционных процессов, диффузионного проникновения и химических связей. При наличии в воде коррозионных и взвешенных частиц известную роль играет осаждение их в порах, трещинах и углублениях, причем поверхности механических отложений сами способны к последующему сорбционному процессу.

Механически образовавшиеся отложения наиболее легко удалимы, часто даже простыми водными промывками. Образование таких отложений относительно несложно предотвратить, конструируя системы первого контура без застойных зон и со скоростями, препятствующими интенсивному отложению, и прежде всего организацией такого водного режима, при котором продукты коррозии находятся главным образом в истинно растворенном состоянии, соответствующем минимальной коррозии конструкционных материалов (см. § X.5).

Труднее всего удалить отложения, закрепившиеся на поверхности в результате сорбционно-диффузионных и особенно диффузионных процессов проникновения радиоактивных примесей в структуру металла контура. Скорость диффузии зависит от природы диффундирующего вещества, температуры и давления среды и других факторов.

При диффузионном проникновении радиоактивных веществ в конструкционный материал для дезактивации неизбежно разрушение и удаление его поверхностного слоя. Чем продолжительнее периоды между дезактивациями, тем большей может быть глубина проникновения и тем существеннее толщина поверхностного слоя, подлежащего удалению. Особенно это относится к удалению окиси кобальта, поэтому при использовании нержавеющих аустенитных сталей следует стремиться к применению бескобальтового никеля, а применяя стеллиты — отказываться от кобальтового стеллита. Из-за наличия в отложениях кобальта, проникающего в сталь и имеющего большой период полураспада, дезактивация контуров из нержавеющих аустенитных сталей более затруднительна, чем из углеродистых.

Периодические дезактивационные обработки не следует производить слишком редко и лучше пользоваться каждой представляющейся возможностью, однако лишь при условии применения дезактивирующих растворов, не оказывающих разрушающего или другого вредного воздействия на конструкционный материал. Например, для нержавеющих аустенитных сталей совершенно недопустимо применять соляную кислоту, так как при любом, даже максимально полном удалении ее после промывки контура хлор-ион способен сорбироваться поверхностью материала с последующим вредным воздействием на коррозию под напряжением для этих сталей.

Периодическая дезактивация оборудования в сборе — это всегда процесс химической очистки оборудования. Ей могут быть подвергнуты вспомогательные реакторные контуры, отдельные петли и весь главный реакторный контур, как правило, за исключением реактора, отсекаемого на этот период главными задвижками. Необходимая в процессе дезактивации циркуляция среды создается специальными малыми насосами, а для замыкания контура могут быть использованы дренажные линии основных трубопроводов.

Растворы, применяемые при дезактивации, зависят от состава отложений, подлежащих удалению. Эти растворы должны быстро и полно смачивать обрабатываемую поверхность, разрушать связь отложений с поверхностью и растворять их по возможности без разрушающего воздействия на конструкционный материал. Дезактивационные растворы должны предотвращать повторную сорбцию радиоактивных загрязнений и легко и полно удаляться из дезактивируемых контуров.

Состав дезактивирующих растворов зависит от степени загрязненности оборудования, характеристики конструкционного материала, а также структуры и химического состава отложений. В настоящее время существует большое разнообразие дезактивирующих растворов. Чаще всего их выбирают экспериментально с лабораторным подбором на образцах.

Обычно дезактивация производится в несколько этапов с попеременным использованием реагентов — окислителей и восстановителей и водной (конденсатной) промывкой после каждого этапа. Часто применяют композиции различных реагентов. В числе реагентов можно указать азотную кислоту, комплексообразующие органические кислоты (лимонную, щавелевую и др.), комплексоны (этилендиаминтетрауксусную кислоту и ее соли и др.), щелочи и поверхностно-активные вещества. Наиболее перспективно применение композиций комплексона с органическими кислотами. В эксплуатации может возникнуть необходимость химической очистки и собственно реактора, т. е. активной зоны. Назначение такой очистки, естественно, не дезактивация, а удаление отложений с поверхностей активной зоны во избежание разрушения в результате чрезмерного повышения температур оболочек.

XVI.3. Дезактивация жидких радиоактивных отходов

В отличие от периодической дезактивации оборудования дезактивация жидких радиоактивных отходов — не химический процесс, а физико-химический или теплехимический, так как в системе спецводоочистки жидкие отходы очищаются или на ионообменных фильтрах, или в выпарных аппаратах. Периодичность регенерации смол или их сброса в хранилище в условиях накопления в них активности тем больше, чем меньше радиоактивность воды, поступающей на обработку.

По нормам, действующим в СССР, жидкие радиоактивные отходы подразделяют на высокоактивные (с активностью более 10^{-4} Ки/кг) и слабоактивные (менее 10^{-4} Ки/кг). Наиболее глубокая очистка этих вод отвечает радиоактивности 10^{-8} Ки/кг, принимаемой в качестве нормируемой величины для конденсата одноконтурной АЭС. Для сравнения можно указать, что безопасная радиоактивность питьевой воды составляет 10^{-10} Ки/кг.

Кроме ионного обмена и выпарки известен еще ряд других методов очистки и дезактивации вод. Однако эти методы или дороги и громоздки, или характерны избирательностью по отношению к отдельным примесям, в то время как ионообменные фильтры и особенно выпарные аппараты универсальны.

Дезактивация жидких радиоактивных отходов, сопровождаемая их деионизацией, есть первая, но не единственная задача дезактивационных установок. Жидкие радиоактивные отходы не могут сбрасываться в водоемы и должны храниться в безопасных для людей условиях. Хранение разбавленных жидких отходов нецелесообразно, так как потребовало бы огромных емкостей, поэтому они подлежат переработке для концентриро-

вания радиоактивных веществ с последующим их захоронением. Такова вторая задача дезактивационных установок, решаемая одновременно с первой. Дезактивация жидких радиоактивных отходов опирается на два принципа: во-первых, раздельная дезактивация вод, различающихся по радиоактивности и физико-химическим показателям, и, во-вторых, возможно более полный возврат очищенных вод в пароводяной цикл и наименьший сброс очищенных вод в канализацию. Обычно жидкие радиоактивные воды подразделяют на следующие группы:

- 1) продувочные воды реакторов и организованные протечки первого контура, воды бассейнов выдержки и перегрузки, воды опорожнения реакторных петель, характеризующиеся наибольшей чистотой и наибольшей радиоактивностью. Очистка их производится с полным возвратом в систему первого контура, причем для продувки реактора — непрерывно;
 - 2) дренажи, трапные и обмывочные воды, сбросы после дезактивации, используемые после обработки для восполнения убыли и имеющие по сравнению с водами реакторов обычно меньшую радиоактивность, но большее содержание примесей. Очистка этих вод может быть как непрерывной, так и периодической с накоплением очищенной воды в баках чистого конденсата;
 - 3) продувочные воды парогенераторов, занимающие по чистоте промежуточное положение между водами первой и второй групп, но имеющие меньшую радиоактивность, так как она определяется только протечками из первого контура. Очистка этих вод производится непрерывно с полным возвратом в пароводяной цикл станции;
 - 4) прачечные и душевые воды — воды наименьшей радиоактивности; источником их является всегда техническая или водопроводная вода, активизирующая незначительно, так как этот процесс протекает только в самих прачечных и душевых, поэтому сброс таких вод после очистки допустим в обычную канализацию и внешние водоемы; возврат же в цикл этих вод невозможен, так как создавался бы определенный материальный дебаланс. Производительность установок для обработки продувочных вод (1-я и 3-я группы) выбирают по максимальному расходу. Производительность установок для обработки вод 2-й группы и периодичность их работы определяют в связи с имеющимися на станции емкостями для сбора вод, подлежащих дезактивации, и хранения очищенного конденсата.
- На первых АЭС были более распространены выпарные установки, питающиеся паром из основного цикла станции. При этом расход пара был прямой энергетической потерей и по возможности надо было уменьшать его. Из гл. IX следует, что при том же расходе дистиллята можно добиться снижения расхода пара в многоступенчатых выпарных установках, в результате при той же величине продувки улучшается и качество дистиллята, поэтому выпарные установки спецводоочисток целесообразно выполнять многоступенчатыми. Но, с другой стороны, такие установки нежелательны — они сложны, а располагать их приходится в биологической защите в неопслуживаемых помещениях; последние корпуса выпарных установок могут оказаться под разрежением, учитывая невысокие начальные давления и перепад давлений между корпусами. В многоступенчатых установках полный температурный перепад значительно выше, а при выбранной разности температур между начальным греющим паром и температурой конденсации в последнем корпусе температурный напор для каждой последующей ступени уменьшается (иногда до 5°C) и стоимость установки возрастает. Для обработки продувочных вод реакторов и парогенераторов невозможна конденсация пара последнего корпуса за счет подогрева исходной (выпариваемой) воды, так как ее температура всегда выше температуры насыщения даже для первого корпуса. Исходя из этого, обычно стремятся приме-

нять одноступенчатые выпарные установки, а многоступенчатые используют только тогда, когда необходимы непрерывно действующие выпарные установки большой производительности с глубокой дезактивацией. Для таких установок абсолютный расход греющего пара значителен и вопрос его снижения приобретает первостепенное значение.

Многоступенчатые выпарные установки, как правило, применяют только для очистки продувочных вод реакторов (рис. XVI.1). Продувочная вода реактора с давлением 10 МПа и выше для двухконтурных АЭС и давлением 7 МПа для одноконтурных поступает на переработку, имея температуру 250—270°C. Выпарная установка работает при низких давлениях 1 МПа и ниже, поэтому воду дросселируют, в связи с чем из нее выделяется некоторое количество пара. Так как его обычно недостаточно для того, чтобы обеспечить греющим паром основные корпуса установки, то приходится дополнительно подводить греющий пар от отборов турбины. Применение многоступенчатой установки позволяет сократить его подачу.

Для выделения пара из вскипающей воды используют расширитель 1, представляющий собой одновременно предвключенную первую ступень испарения. В качестве этого устройства для первых ступеней многоступенчатых испарительных установок может быть использован корпус обычного испарителя, но без промывки пара, например испаритель И-585 (см. табл. IX.1), так как чистота пара в первом корпусе многоступенчатой установки получается весьма высокой, а конструкция существенно упрощается. Отсутствие промывочного устройства особенно важно в случае дросселирования и вскипания испаряемой воды, так как она подается не в водяной, а в паровой объем корпуса. После корпуса 1 вода последовательно питает три ступени основных выпарных аппаратов 2, на каждую из которых поступает вторичный пар предшествующего корпуса. Давление в корпусах 2 последовательно снижается. Температурные напоры и тепловые нагрузки во всех корпусах стремятся выдержать одинаковыми, чтобы использовать одни и те же конструкции. Конденсат греющего пара каждого корпуса доохлаждается в охладителях конденсата 6 и сливается в бак чистого конденсата 7, откуда подается в главный корпус насосом 9 и частично (5—7%) на промывку пара испарителей насосом 8. Вторичный пар последнего корпуса конденсируется в конденсаторе 3 за счет охлаждающей техниче-

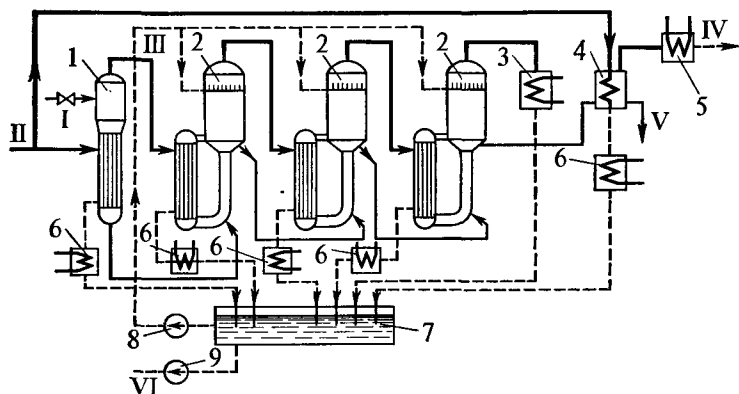


Рис. XVI.1. Многоступенчатая выпарная установка для дезактивации продувочных вод реакторов:

I — продувочная вода реактора;
II — греющий пар;
III — вторичный пар;

IV — в сборник «грязного» конденсата;
V — на захоронение;
VI — возврат в реакторный контур

ской воды, а продувка этого корпуса направляется в доупариватель 4, где за счет отборного пара станции доводится до состояния «кубового остатка» с малым содержанием воды. Этот остаток сжатым воздухом передавливается из остановленного доупаривателя для хранения в одну из емкостей хранилища жидких радиоактивных отходов, а незначительное количество пара, образуемое при выпарке кубового остатка, конденсируется в охладителе 5 и собирается в сборнике «грязного» конденсата.

Конструкции выпарных аппаратов предусматривают работу собственно теплообменных поверхностей без парообразования (см. рис. IX.3). Окислы железа составляют основную часть примесей в продувочной воде реактора. Уже в первом корпусе в связи с упариванием воды концентрации окислов железа увеличиваются настолько, что в воде образуется железистоокисный шлам, который в последующих корпусах начинает играть роль «затравки». Это в значительной мере предотвращает отложения накипи на теплообменных поверхностях корпусов.

Расход продувочной воды для парогенераторов в 4—5 раз меньше, чем для реакторов одноконтурных АЭС, поэтому для их очистки применяют обычно более простые выпарные установки с использованием не трех (рис. XVI.1), а лишь одного основного 2 и предвключенного выпарного 1 корпусов. Использование более простой установки для продувочных вод парогенераторов оправдано и тем, что ее дистиллят часто дополнительно пропускают еще и через ионообменные фильтры. Такую более глубокую очистку от радиоактивности применяют потому, что дезактивированная продувка парогенераторов возвращается в пароводяной цикл станции, т. е. во второй контур, который должен быть нерадиоактивным.

Наконец, для вод дренажей и прачечной используют две отдельные выпарные установки, причем, учитывая их малую часовую производительность и соответственно небольшие расходы греющего отборного пара турбины, а также слабую радиоактивность и обычно дополнительную очистку на ионообменных фильтрах, эти установки делают одноступенчатыми. Низкая температура этих вод и давление, равное атмосферному, обуславливают максимальную простоту установок. Конденсация вторичного пара для них производится в двух теплообменниках — в одном за счет подогрева воды, идущей на выпаривание, в другом (основном) — за счет охлаждающей технической воды.

В последние годы воды реакторов, а также и парогенераторов предпочитают обрабатывать на ионообменных фильтрах. Эти установки менее громоздки и проще в эксплуатации. По исчерпанию обменной емкости смол их в виде пульпы гидротранспортом сбрасывают в хранилища жидких радиоактивных отходов. Отдельные хранилища жидких отходов предусматривают для кубового остатка выпарных аппаратов. В тех емкостях, где хранится пульпа, внизу сделана дренажная система с двухслойной засыпкой гравия (~250 мм) и песка (~250 мм). Осветленная вода сжатым воздухом передавливается в баки «грязного» конденсата для переработки в выпарных аппаратах.

Обычно для хранения пульпы используют не менее двух емкостей. Они включаются поочередно, причем предусматривается возможность перекачивания пульпы из одной емкости в другую. Из емкостей для хранения пульпы периодически удаляют выделяющийся водород посредством продувки воздухом с подачей этих газов в систему дезактивации газообразных отходов (см. § XVI.4).

Пульпы и радиоактивные воды транспортируют по трубопроводам с биологической защитой. Подземные хранилища жидких радиоактивных отходов (кубового остатка и пульпы) строят из железобетона с обшивкой листами из нержавеющей аустенитной стали. Объемы их довольно значительны.

Для АЭС мощностью около 1000 МВт требуется отдельно для кубового остатка и пульпы несколько емкостей диаметром 12—13 м и высотой около 5 м. Число таких емкостей определяют, исходя из количества отходов и их характеристик. Так, для кубового остатка с бескобальтовой радиоактивностью в отсутствие битумирования можно выбрать две емкости, каждую из расчета заполнения в течение 5 лет. После заполнения первой емкости заполняют вторую, к концу заполнения которой активность в первой спадает настолько, что становится возможным удаление ее содержимого и повторное использование емкости. В емкостях для хранения кубового остатка выделяются теплота и газы. Поэтому необходимо обеспечить непрерывный отвод теплоты и ежесуточную продувку газов в систему дезактивации газообразных сбросов (см. § XVI.4).

Хранение жидких радиоактивных отходов в специальных сооружениях имеет много недостатков. Необходимы большие дорогостоящие емкости с возможным нарушением их плотности в результате длительного хранения и коррозионного воздействия отходов, поэтому такое хранение возможно только как временное. Для окончательного захоронения жидкие радиоактивные отходы переводят в твердую фазу, например, методом битумирования. Соли и окислы, содержащиеся в жидких отходах, переходят при этом в расплавленный битум с предельным их содержанием, достигающим до 500—600 г/кг при надежной фиксации. Расплавленная смесь битума с солями подается по трубопроводам в хранилище, состоящее из бетонных колодцев. Схема такой установки представлена на рис. XVI.2; принцип ее работы ясен из подписной подписи. Более экономичным является повторное использование ионообменных смол установок по очистке вод парогенераторов. В этом случае очистке (обычно упариванию) подлежат регенерационные растворы. Дезактивация радиоактивных вод требует определенного бакового хозяйства: баки для слива воды первого контура; баки трапных, обмывочных и дезактивационных вод; баки чистого конденсата.

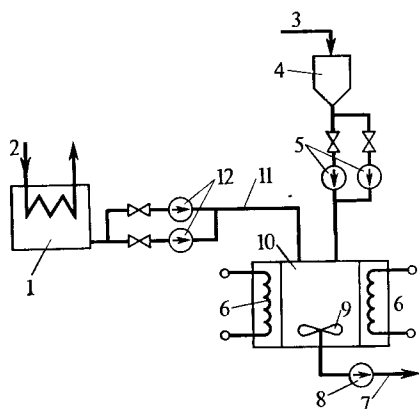


Рис. XVI.2. Схема битумирования кубового остатка:

- 1 — плавитель битума;
- 2 — греющий пар;
- 3 — подача кубового остатка;
- 4 — расходный бак кубового остатка;
- 5 — насос-дозатор кубового остатка;
- 6 — электронагреватель;
- 7 — подача готового продукта в хранилище;
- 8 — насос смеси битума и кубового остатка;
- 9 — мешалка;
- 10 — битуматор;
- 11 — подача расплавленного битума;
- 12 — насос расплавленного битума

XVI.4. Дезактивация газообразных радиоактивных отходов:

Основное назначение системы технологической специальной вентиляции — проветривание помещений и лишь частично — удаление радиоактивных технологических сдувок газов. Но на АЭС существует большое разнообра-

разие газообразных технологических сдувок, причем бывают периоды повышенной газовой радиоактивности, требующие организации специальной дезактивации газообразных выбросов (например, периоды перегрузок), поэтому на АЭС обязательно предусматривают установки для дезактивации газообразных радиоактивных отходов, в основном инертных газов и иода. Если основные изотопы инертных газов выдерживать несколько часов в газгольдерах, то из-за сравнительно небольшого периода полураспада радиоактивность их быстро падает. При этом образуются или стабильные, или новые радиоактивные вещества, часто в виде аэрозолей с меньшей радиоактивностью. Их можно задержать аэрозольными фильтрами, которые обязательно предусматривают в системе дезактивации газообразных радиоактивных отходов. Эту систему проектируют с учетом не только нормальных условий эксплуатации, но и возможных аварийных ситуаций. Для дезактивации радиоактивных газов применяют или простую выдержку в газгольдерах, или очистку газов в адсорбционных установках. Первый метод проще, но очень громоздок, поэтому использование его в процессе нормальной эксплуатации ограничивается станциями относительно небольшой мощности. Второй метод сложнее в эксплуатации и может оказаться недостаточным по производительности в аварийных ситуациях. Для мощных станций наиболее целесообразно сочетание обоих методов, причем установку газгольдеров рассчитывают на возможные аварийные ситуации и перегрузки. В эти периоды считается возможным превышение норм радиоактивных выбросов (см. гл. XIV) за счет однократного выброса в трубу большей радиоактивности, но при соблюдении суммарной недельной нормы. Повышенный выход радиоактивных газов из остановленного для перегрузки реактора характерен для периода длительностью 6—8 ч. В это время газы подают компрессорами в газгольдеры для выдержки при давлении 0,8—1 МПа. Газгольдеры устанавливают с резервом (обычно два рабочих и один резервный) равных емкостей. Предусматривается два компрессора со 100%-ным резервом. Время выдержки принимают по распаду ксенона-133. Соответствующая схема представлена на рис. XVI.3.

Радиоактивные газы периодически выделяются в сборных баках «грязного» конденсата, в которые поступает вода из опоражниваемых контуров, бассейна перегрузки, прямиков проточек главных циркуляционных насосов, барботера для сброса активного пара, предохранительных клапанов первого контура и т. д. Учитывая наличие в составе газовых сдувок атомарного водорода, в эти баки в надводное пространство подают азот для разбавления водорода до взрывобезопасных концентраций, что существенно увеличивает объем газов, подлежащих обработке. Газы из надводного пространства баков «грязного» конденсата поступают в газоохладители 1, где конденсируется влага, вынесенная из баков вместе с газами. Этот конденсат в некоторой степени снижает радиоактивность газов, но так как сам он радиоактивен, то также направляется на спецводоочистку. Газы после газоохладителей проходят аэрозольные фильтры 2 и одним из компрессоров 3 подаются в газгольдеры 4, из которых после выдержки через аэрозольные фильтры выпускаются в вентиляционную трубу.

На рис. XVI.3 показано, что часть схемы используется не только при перегрузках реактора, но и при его нормальной эксплуатации, когда происходит непрерывная очистка в адсорберах. Схема очистки в адсорберах показана на рис. XVI.4. Газовые сдувки 1 с температурой 60—70°C и большим содержанием влаги поступают в теплообменник 5 с встроенным влагоудалителем. После него газы, охлажденные до 20°C потоком воды 3, поступающим от холодильной парожекторной машины, направляются на фильтр 7, заполненный стекловолокном, сорбирующим аэрозоли. С потоком газа в фильтр приходит некоторое количество влаги, непрерывно выделяющейся

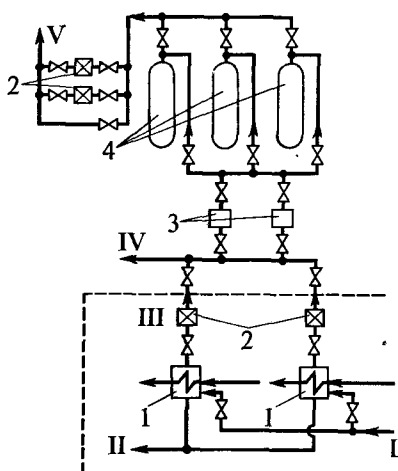


Рис. XVI.3. Схема газгольдерной установки для выдержки газов в период перегрузки:

- I — из наводного пространства баков «грязного» конденсата;
- II — конденсат в спецводоочистку;
- III — система общая (и при нормальной эксплуатации, и при перегрузках);
- IV — в систему непрерывной очистки;
- V — в вентиляционную трубу

из потока и смывающей с поверхности стекловолкна осевшие частички, удаляя их из фильтра. Фильтр тем самым самоочищается. Влага сбрасывается по линии 4.

Инертные газы обычно не вступают в химические реакции, поэтому их удаляют из газовой смеси физическими методами, чаще всего избирательной адсорбцией на твердых материалах. Для наиболее эффективного использования сорбента необходима возможно более глубокая осушка очищаемого газа. Для этой цели газоздушная смесь направляется на цеолитовый фильтр 8, где проходит окончательную осушку. Фильтров устанавливают два: один рабочий, другой резервный. Это позволяет выводить фильтры на регенерацию после предельного насыщения их влагой. Регенерация (осушка цеолита) осуществляется воздухом, прогоняемым воздуходувкой через электронагреватель, греющий воздух до 350°C , и далее в регенерируемый фильтр, где воздух испаряет задержанную влагу, а температура его снижается до 250°C . После охлаждения в специальном теплообменнике воздух сбрасывается в вентиляционную трубу 12.

В процессе осушки газовая смесь в цеолитовом фильтре нагревается до $70\text{--}80^{\circ}\text{C}$. Сорбция идет тем лучше, чем меньше температура, поэтому необходимо окончательное охлаждение газов до $12\text{--}20^{\circ}\text{C}$, для чего служит основной теплообменник 9 со встроенным дополнительным влагоотдели-

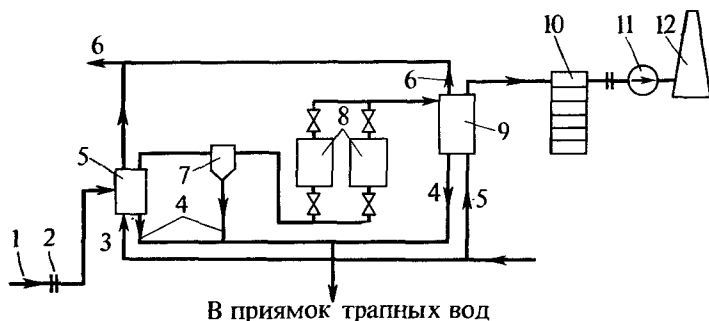


Рис. XVI.4. Схема адсорбционной очистки радиоактивных газов

телем. Затем газовоздушная смесь поступает в основной фильтр-адсорбер 10 и проходит его многочисленные секции. Адсорбер заполняется активированным углем СКТ в зернах. Очищенный воздух воздуходувкой 11 сбрасывается в вентиляционную трубу. Воздуходувки устанавливают две (т. е. со 100%-ным резервом). Кроме того, на случай повышенных выбросов устанавливают дополнительно еще одну воздуходувку. Вся система работает под разрежением, чтобы не допускать проточек радиоактивной среды во вне. Однако неблагоприятен и подсос воздуха в систему, так как это дополнительно нагружает систему. Для суждения о плотности системы сопоставляют показания расходомеров 2 на входе и выходе.

Чем ниже температура очищаемого газа, тем выше коэффициент адсорбции, поэтому для охлаждения газов используют техническую воду после холодильной машины. Нагретая в теплообменниках вода по линии 6 поступает к холодильной парогенераторной машине. Можно было бы применить и другие холодильные машины, с тем чтобы получить более глубокое охлаждение, например до -70°C . Однако связанное с этим удорожание и усложнение установки не компенсируется увеличением глубины адсорбции.

ОРГАНИЗАЦИОННАЯ СТРУКТУРА И ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

XVII.1. Основные цехи атомной электростанции

Структура цехов атомной электростанции призвана обеспечивать надежную и эффективную эксплуатацию всего оборудования. Связи между отдельными подразделениями должны быть простыми и наиболее целесообразными, с тем чтобы как в нормальной эксплуатации, так и в аварийных ситуациях все операции производились четко, своевременно и безошибочно. Стремлению к более гибкой и упорядоченной структуре АЭС и удешевлению ее эксплуатации хорошо отвечает блочная компоновка оборудования. Необходимо также учитывать и численность персонала — так называемый штатный коэффициент, представляющий собой отношение общей численности персонала к установленной мощности станции, выраженной в мегаваттах. Этот коэффициент определяет расходы на заработную плату и соответственно влияет на себестоимость вырабатываемой электроэнергии.

Основные производственные цехи: реакторный (или реакторно-парогенераторный), турбинный, электроцех и контрольно-измерительных приборов и автоматики, а также химический цех и цех очистных сооружений. Персонал этих цехов оперативно управляет подведомственным ему оборудованием и отвечает за его техническое состояние. Конструкция основного и комплектующего оборудования блока и качество его изготовления должны обеспечивать непрерывную и экономичную работу блока в течение не менее 10 000 ч при общем сроке службы оборудования 30 лет.

В состав реакторного цеха входит все оборудование реакторного контура: сам реактор (кроме системы управления и защиты), главные циркуляционные насосы, трубопроводы первого контура с арматурой, все вспомогательные системы реакторной установки, парогенераторы со всем их оборудованием, системы технологической вентиляции, расположенные в главном корпусе, склад технологических каналов и все транспортно-техническое оборудование. В состав турбинного цеха входят паровые турбины и все их тепломеханическое оборудование, вся система технического водоснабжения и двигатели, обеспечивающие систему надежного питания. Оборудование, подведомственное электроцеху, включает в себя электрические турбогенераторы, распределительное устройство, повысительную подстанцию, электросеть собственных нужд, электроаккумуляторную и все электродвигатели различных механизмов и аппаратов; сюда же относится и электролаборатория.

В ведении цеха контрольно-измерительных приборов и автоматики находятся системы управления и защиты реактора, измерений нейтронной мощности реактора, технологических и электрических величин, а также приборы теплового и технологического контроля, устройства технологической и электрической автоматики, блокировки и телемеханики и аппаратура дистанционного управления электроприводами.

В состав химического цеха входят оборудование системы водоподготовки и химическая лаборатория, ведущая наблюдение за водным режимом станции. Цех очистных сооружений объединяет технологическое оборудование спецводоочистки, хранилища жидких и сухих радиоактивных отходов и системы дезактивации радиоактивных газов. Радиохимическая лаборатория этого цеха ведет наблюдение за водным режимом реакторного контура.

В состав станции обязательно входит также ремонтный цех с механическими и другими мастерскими. Назначение этого цеха — ремонт всего оборудования станции, как технологического, так и общественного. Наряду с этим ремонтный цех выделяет постоянные ремонтные группы во главе с мастером во все цехи станции для производства ремонтных работ, не требующих для их проведения демонтажа оборудования.

Организация и четкая работа службы дозиметрии — специфическое требование надежной эксплуатации атомной электростанции. К задачам дозиметрического контроля относятся: предотвращение опасного для здоровья человека воздействия излучений на обслуживающий персонал и окружающее население и своевременное выявление повреждений в радиационно-опасных контурах электростанции. Для этого осуществляется внутренний (биологический и специальный технологический) и внешний дозиметрический контроль. В связи с такой разветвленностью и специфичностью деятельности служба дозиметрии входит в подразделения АЭС не как цех, а как отдел радиационной безопасности, в ведении которого находятся и вопросы общей техники безопасности. В этот отдел входят радиохимическая и радиометрическая лаборатории, специальный санпропускник и спецпрачечная. Обязательным подразделением АЭС является также инженерно-физическая лаборатория.

Кроме производственных подразделений в состав станции входят административно-хозяйственные отделы и управления: производственно-технический, материально-технического снабжения и др.

XVII.2. Организация эксплуатации

Диспетчерское управление атомными электростанциями осуществляется районными энергетическими управлениями или диспетчерскими управлениями объединенных энергетических систем.

Возглавляют атомную станцию директор и главный инженер, имеющий двух заместителей — по эксплуатации и по ремонтам. Каждый цех также имеет своего руководителя, которому подчиняется инженерно-технический и рабочий персонал цеха.

Эксплуатация атомной электростанции ведется сменами. В каждой смене руководящим лицом является начальник смены или дежурный инженер АЭС. Ему подчиняются начальники смен соответствующих цехов, возглавляющие эксплуатационный персонал смены. Эксплуатационная техническая документация ведется в соответствии с «Правилами технической эксплуатации АЭС», а записи регистрирующих приборов, по которым контролируются пределы безопасной эксплуатации, хранятся в течение всей кампании между перегрузками.

Для каждого рабочего места существует разработанная на станции должностная инструкция, утверждаемая главным инженером. В ней устанавливаются перечень оборудования, с которым должен быть знаком работник, и его действия в нормальных эксплуатационных и возможных аварийных ситуациях. В сочетании все должностные инструкции отвечают общей организации действий персонала в условиях как нормальной эксплуатации, так и при аварийных режимах для их локализации, а также правильной и

быстрой ликвидации, если оказалось невозможным предотвратить возникновение такого режима. Эти инструкции должны соответствовать составленному станцией и утвержденному Главным управлением, в подчинении которого она находится, положению о структуре станции в отношении ее подразделений, подведомственного им оборудования и задач каждого из них, с разграничением зон обслуживания.

Основа для подготовки этих документов — разработанные в проекте станции основные нормальные эксплуатационные режимы, рассмотренные в нем возможные аварийные режимы и меры по их предотвращению или быстрой ликвидации с наименьшими последствиями. При выборе основного оборудования, его конструктивного оформления, характеристик и возможной компоновки, а также при разработке вспомогательных систем и сооружений станции проектная организация всегда должна иметь в виду надежную, высокоэкономичную, безопасную и бесперебойную эксплуатацию.

Проектирование атомной станции обычно ведется как двухстадийное с последовательной разработкой проектного задания и рабочих чертежей. В проектном задании определяются все основные технические решения, стоимостные и тепловые показатели. Рабочие чертежи разрабатывают после рассмотрения и утверждения проектного задания. При этом возможны некоторые изменения в техническом решении отдельных вопросов, связанные прежде всего с более глубокой их проработкой и обеспечивающие лучшие показатели работы станции.

Монтаж оборудования производят на основе утвержденного проекта. Однако на стадии монтажа возможна реализация решений, несколько отличающихся от проектных. Это не относится к принципиальным решениям и допускается только при условии оформления соответствующей документации, согласованной с проектной организацией. Возникновение таких предложений возможно не только в результате творческого отношения монтажного персонала к своей работе, но также и в связи с тем, что объем рабочего проекта ограничен и ряд работ проводится монтажной организацией «по месту». Это относится, например, ко всем трубопроводам с условным проходом менее 70 мм.

Документы, связанные с проектированием, изготовлением и сооружением основных частей АЭС, должны храниться на протяжении всего срока службы атомной электростанции. Руководящий эксплуатационный персонал АЭС принимает участие в рассмотрении и утверждении проекта. В наибольшей степени это имеет место при проектировании расширения действующей станции или модернизации оборудования, находящегося в эксплуатации. Эксплуатационный персонал принимает оборудование из монтажа и вместе с наладочной организацией участвует в пусконаладочных работах, заканчивающихся комплексным опробованием всего оборудования — семидесятидвухчасовой эксплуатацией станции при ее номинальной мощности. После этого станцию считают принятой в нормальную эксплуатацию. Прием в эксплуатацию производится с соблюдением «Правил технической эксплуатации АЭС».

Оборудование из монтажа принимает специальная Государственная комиссия с участием руководящих представителей эксплуатационного персонала, которая проверяет соответствие оборудования рабочим чертежам, а также качество монтажа.

На основном и вспомогательном оборудовании должны быть заводские таблички с номинальными данными согласно ГОСТу на это оборудование. Все оборудование, в том числе и трубопроводы и арматура, должно быть пронумеровано. Основному оборудованию присваивается порядковый номер, а вспомогательному — тот же номер, что и у связанного с ним основного оборудования, с добавлением букв А, Б, В и т. д.

Для создания благоприятных условий пусконаладочных работ оборудование из монтажа принимают в несколько этапов, условное разграничение которых наиболее целесообразно связывать с этапом физического пуска реактора. Прежде всего происходит поузловая и поагрегатная приемка всего технологического оборудования, не связанного непосредственно с работой реактора. Это позволяет начать пусконаладочные работы: провести отмывки и гидравлические испытания отдельных контуров для сдачи Гостехнадзору (в том числе и первого контура), осуществить первоначальный пуск всех циркуляционных контуров с отработкой некоторых эксплуатационных режимов (заполнение водой, воздухоудаление, подъем и сброс давления и т. п.) и пробный пуск турбинной установки от вспомогательного источника пара (вспомогательная котельная).

Если по срокам проведения физического пуска реактора оборудование, непосредственно не связанное с ним, будет введено в работу с некоторым разрывом по времени, то должны быть приняты меры по надежной консервации. Поузловая приемка из монтажа этого оборудования по времени может совпадать с физическим пуском реактора.

Следующий этап пусконаладочных работ — физический пуск реактора. Ему предшествуют прием из монтажа всего оборудования, непосредственно связанного с работой реактора, промывка и очистка всего реакторного контура и проверка его в работе без осуществления ядерной реакции — холодная и горячая «обкатка». В зависимости от мощности циркуляционного насоса температура воды первого контура за счет работы насоса достигает 200°C и выше при 100%-ной производительности.

Работа по физическому пуску начинается с загрузки активной зоны реактора штатными кассетами. Основная цель физического пуска реактора — уточнение физических параметров активной зоны реактора и органов системы управления и защиты, а также получение данных для пусконаладочных испытаний реактора на мощности. Работами по физическому пуску реактора руководит специально выделенное ответственное лицо, а проведение самих работ обеспечивается эксплуатационным персоналом под руководством главного инженера. При этом ответственный руководитель физического пуска отвечает за правильность даваемых им указаний с точки зрения выполнения программы физического пуска и соблюдения ядерной безопасности, а главный инженер — за правильность их исполнения эксплуатационным персоналом и нормальную работу всех систем станции.

Затем следует энергетический пуск реактора с переходом на рабочие параметры и выходом на мощность, с изучением работы всей станции и ее готовности к проведению комплексного опробования.

XVII.3. Обеспечение радиационной безопасности

Обеспечение радиационной безопасности эксплуатации атомной электростанции является важнейшей задачей. Ее осуществление опирается на следующие три документа: «Правила технической эксплуатации атомных электростанций», «Санитарные правила проектирования атомных электростанций» и «Общие положения обеспечения безопасности атомных электростанций при проектировании, строительстве и эксплуатации».

Под *радиационной безопасностью АЭС* понимается обеспечение достаточной защиты обслуживающего персонала и населения от внешнего и внутреннего облучения, а также водного и воздушного бассейнов и окружающей местности от недопустимого загрязнения радиоактивными веществами как в длительной стационарной эксплуатации, так и в аварийных ситуациях. При анализе радиационной безопасности атомной электростанции все ее

технические устройства и системы подразделяют по своему назначению на три группы:

1) устройства нормальной эксплуатации, включающие системы и оборудование, требуемые для осуществления технологических процессов при нормальной эксплуатации (активная зона, органы управления реактивностью, контур первичного теплоносителя, контур вторичного теплоносителя, системы контроля и автоматического управления, системы электропитания и др.);

2) защитные устройства, к которым относят системы и оборудование, предусмотренные для предотвращения выхода из строя устройств нормальной эксплуатации при нарушениях нормального протекания технологических процессов из-за эксплуатационных ошибок или выхода из строя какого-либо оборудования (системы и устройства аварийного останова реактора или включения оборудования, аварийного охлаждения активной зоны, предохранительные сбросные устройства и др.);

3) локализирующие устройства, включающие системы и оборудование, препятствующие распространению радиоактивных веществ, которые при аварии могут выйти за предусмотренные нормальной эксплуатацией границы (герметичные помещения первого контура, системы охлаждения и снижения давления в помещениях, системы фильтрации и очистки выбросов).

Перед вводом станции в эксплуатацию должна быть разработана и утверждена программа периодических проверок и инспекций устройств нормальной эксплуатации, а также защитных и локализирующих систем. Особое внимание должно уделяться проверке нормального функционирования защитных устройств, периодическому контролю состояния основного металла и сварных соединений оборудования и трубопроводов первого контура и паропровода, контролю герметичности помещений.

Радиационная безопасность обеспечивается прежде всего за счет качественного выполнения устройств нормальной эксплуатации, обеспечения системы профилактических противоаварийных мер, обеспечения атомной электростанции необходимыми защитными и локализирующими системами, выбора необходимой санитарно-защитной зоны и разработки и осуществления внешнего противоаварийного плана. Наряду с этим проектом должна быть подтверждена безопасность АЭС при любом принципиально возможном нарушении устройств нормальной эксплуатации за счет действия защитных и локализирующих систем и реализации противоаварийного плана на территории промышленной площадки и санитарно-защитной зоны.

Одновременно с выходом из строя устройств нормальной эксплуатации должны рассматриваться выходы из строя или отказы по одному из независимых активных защитных и локализирующих устройств. Они не считаются независимыми, если по одной причине может выйти из строя несколько устройств или повреждение какого-либо одного устройства влечет за собой выход из строя других. Системы и отдельные элементы АЭС, имеющие значение для ее безопасности и не находящиеся в постоянной эксплуатации (системы аварийной защиты, устройства для аварийного останова, охлаждения и снижения давления в герметичных помещениях и т. п.), должны подвергаться периодической проверке в течение всего срока службы АЭС. Контроль и управление реактором и всеми другими системами АЭС во всех предполагаемых режимах производятся со щита управления с соблюдением требований радиационной безопасности для персонала. Контрольно-измерительные системы и системы управления вместе с системами защиты должны обеспечивать контроль параметров и управление режимами АЭС во всех возможных диапазонах изменения параметров в нормальных эксплуатационных и аварийных режимах.

Предусматриваются системы аварийной защиты, обнаруживающие возникновение аварийных условий и вызывающие в случае необходимости

автоматическое срабатывание защитных (аварийное охлаждение активной зоны, предохранительные клапаны и т. п.) и локализирующих устройств (герметизация и охлаждение помещений, очистка воздуха и т. п.). Система аварийной защиты должна сохранять функциональную работоспособность при всех возможных эксплуатационных и аварийных условиях, причем многоканальность системы и независимость каналов выбираются так, чтобы любое единичное повреждение в системе аварийной защиты не нарушило ее функциональной работоспособности. Многоканальность подразумевает как минимум наличие двух независимых каналов. Для достижения полной независимости элементов защиты желательно использовать различные принципы — срабатывание по разным параметрам, использование различных датчиков и т. п.

Защитные устройства должны справляться с любым возможным единичным повреждением устройств нормальной эксплуатации. Для этого необходимо, чтобы они обладали достаточной мощностью, производительностью и имели достаточное резервирование, в том числе и по энергопитанию. Предусматривается по крайней мере две независимые аварийные системы охлаждения активной зоны равной эффективности, причем желательно, чтобы принцип их действия был различным.

Контур первичного теплоносителя размещается в герметичных помещениях, тем чтобы в случае возникновения аварийных ситуаций, сопровождающихся выделением радиоактивных веществ, была обеспечена локализация последних в пределах герметичных необслуживаемых помещений или в пределах специальных помещений зоны локализации. Локализирующие устройства (такие, как клапаны системы отвода теплоты и снижения давления в герметичных помещениях) должны обладать достаточной мощностью, производительностью и иметь достаточное резервирование, в том числе по энергопитанию, чтобы выполнять свои функции при несрабатывании или выходе из строя любого активного компонента.

Нормальные режимы эксплуатации и допустимые отклонения от них устанавливаются на основании проектно-технической документации, отчета по безопасности АЭС и утвержденных пределов и условий безопасной эксплуатации станции. Если вследствие неисправностей оборудования, защитных или локализирующих устройств установленные для АЭС пределы и условия безопасной эксплуатации не могут быть выдержаны ни при какой мощности реактора, то реактор следует немедленно остановить.

Основной организационно-технический принцип обеспечения радиационной безопасности в процессе нормальной эксплуатации АЭС — строгое соблюдение режима зон, устанавливаемых в соответствии с «Санитарными правилами проектирования атомных электростанций», а также строгий контроль за пересечением установленных границ зон людьми и радиоактивными материалами. Особому контролю подлежат выбросы радиоактивности в окружающую среду. В связи с этим АЭС оснащается метеорологическим оборудованием, постоянно обеспечивающим поступление информации относительно направления и скорости ветра и других погодных условий, необходимых для прогнозирования радиационной обстановки на окружающей местности.

Строгому учету подлежат количество, перемещение и места нахождения всех делящихся и радиоактивных материалов, включая свежее и отработанное топливо, демонтированное радиоактивное оборудование, загрязненный инструмент, одежду, производственные отходы и другие источники радиоактивных излучений.

К числу эксплуатационных мероприятий по защите от опасности облучения обслуживающего персонала относятся система допусков для работы в зоне строгого режима, применение сигнализации об аварийных

уровнях излучения и предельно допустимых концентрациях, при которых необходимо немедленно покинуть помещение, применение защитных костюмов и защитных приспособлений, дистанционное выполнение работ, ограничение времени пребывания в зонах повышенной радиации и др. Одним из средств снижения облучаемости персонала при выполнении ремонтных и профилактических работ является дезактивация оборудования.

Эксплуатационный персонал АЭС должен быть подготовлен не только к нормальной эксплуатации, но и к действию в аварийных условиях. Под аварийным режимом понимают выход из строя устройств нормальной эксплуатации, защитных или локализирующих устройств, при которых происходит нарушение пределов и условий безопасной эксплуатации. Действия эксплуатационного персонала при практически возможных аварийных условиях регламентируются производственными, должностными и специальными противоаварийными инструкциями.

На каждой АЭС существует противоаварийный план на случай максимально возможной аварии, под которой понимается наихудшая авария, вероятность которой не равна нулю. Для АЭС с водным теплоносителем к такой аварии относят разрыв главного трубопровода реакторного контура.

XVII.4. Основные эксплуатационные операции *

Плановый эксплуатационный пуск АЭС, например после перегрузки топлива или производства планово-предупредительного ремонта всего или части оборудования, предусматривает:

1) заполнение обессоленной водой парогенераторов до отметки нижнего уровня в них и деаэрационного бака;

2) *заполнение обессоленной водой* всей системы первого контура (при открытых главных задвижках); оно ведется вплоть до выхода воздуха из всех верхних точек, в том числе верхних точек компенсаторов объема, с направлением вытесняемого воздуха на очистные сооружения;

3) подъем давления в первом контуре, проводимый в два этапа; первый до 1,0 МПа — для включения в работу главных циркуляционных насосов, второй — до полного рабочего давления с разогревом системы первого контура до 100°C за счет теплоты, выделяемой при работе насоса.

Перед подъемом давления в первом контуре от него должны быть надежно отключены связанные с ним вспомогательные системы низкого давления (системы заполнения, опорожнения, расхолаживания и др.). Для подъема давления на первом этапе используют системы компенсации объема. Для обеспечения благоприятных условий работы металла корпуса аппарата или других толстостенных элементов первого контура скорость разогрева должна быть ограничена (10—30°C/ч) в зависимости от конкретных условий. На этапе разогрева от 100°C до рабочих температур скорость разогрева может быть увеличена с включением в работу активной зоны на завершающем этапе разогрева с минимальной (~2%) нагрузкой. В процессе разогрева объем воды в контуре увеличивается. Ее избыток должен непрерывно сбрасываться в баки «грязного» конденсата.

Разогрев первого контура вызывает рост давления в парогенераторах по стороне второго контура. Когда давление достигает 1,0 МПа, начинают прогрев паропроводов с непрерывным отводом из них образующегося конденсата и подачей пара к турбинам для их прогрева. Питательные насосы подпитывают парогенераторы. По мере достижения в первом контуре проектных параметров давление в парогенераторах растет и турбина выводится

* Основные эксплуатационные операции излагаются для двухконтурной АЭС с водным теплоносителем.

на холостой ход с постепенным повышением числа оборотов до рабочих и включением в работу всех вспомогательных систем. После подключения турбогенераторов к энергетической системе мощность реактора и всей установки постепенно увеличивают до номинальной или любой другой заданной величины. Пуск реактора и вывод его на мощность до 5% от номинальной производятся в ручном режиме управления. Увеличение мощности в интервале от уровня собственных нужд до 100% производится ступенчато со скоростью 0,1% в секунду в пределах каждой ступени.

Плановый останов оборудования атомной электростанции, например в связи с необходимостью перегрузки топлива или для планово-предупредительного ремонта всего или части оборудования, проводится в такой последовательности:

1) нагрузка турбины снимается, и турбина переводится на холостой ход; активная зона реактора выключается;

2) выключают главные циркуляционные насосы и расхолаживают реактор за счет естественной циркуляции теплоносителя и продолжения подачи питательной воды в парогенераторы в количестве, обеспечивающем скорость снижения температуры теплоносителя не более чем на 30°C/ч., а также за счет работы редуциционно-охладительной установки с подачей пара на технологический конденсатор, минуя турбину;

3) окончательно расхолаживают второй контур (до 50°C) в водо-водяном режиме парогенераторов;

4) после снижения в первом контуре давления до 0,1 МПа и температуры до 70–60°C сбрасывают активные газы в газгольдеры для выдержки.

В процессе нормальной эксплуатации должны поддерживаться средние параметры теплоносителя и обеспечиваться соответствие мощности реактора и мощности турбин. Мощность от 5 до 100% поддерживается автоматически. СУЗ обеспечивает аварийную защиту и компенсацию изменений реактивности.

Возможны аварийные остановки части оборудования, например одной из петель первого контура или даже всей атомной станции. Одной из возможных причин этого может быть появление течи в первом контуре. Если течь невелика и компенсируется за счет незначительного увеличения подпитки, эксплуатация может продолжаться до планового останова оборудования. Если течь не компенсируется подпиткой и образовалась в отключаемой части контура, то соответствующая петля подлежит отключению, расхолаживанию и опорожнению для последующей ликвидации повреждения. При образовании такой течи в неотключаемой части контура реактор должен быть остановлен.

Одной из возможных аварийных ситуаций может быть повышение давления пара, подаваемого на турбину, в результате резкого сброса ее нагрузки. В этом случае приведение в соответствие мощностей реактора и турбины происходит за счет сброса избыточного пара в конденсаторы, минуя турбину, для чего предусмотрены быстросрабатывающие редуцирующие установки.

XVII.5. Потребители собственного расхода на атомной электростанции и системы надежного питания

В состав оборудования атомной электростанции входит довольно большое число потребителей электроэнергии, расход которой называется *расходом на собственные нужды*. Для его обеспечения на станции имеется соответствующая сеть электроснабжения собственного расхода. Величина расхода на собственные нужды зависит от типа станции. Наибольшее ее значение

характерно для станций с газовым теплоносителем в связи с работой газодувки, что объясняется прокачкой больших объемов теплоносителя по развитому контуру реактор—парогенератор, причем для улучшения теплоотдачи скорости газа приняты значительными, а поверхности нагрева оребрены, хотя это существенно увеличивает сопротивления по тракту. Для АЭС с водным теплоносителем расход на собственные нужды меньше и составляет 4,5—6,5% от всей вырабатываемой установкой электроэнергии для АЭС с ВВЭР и до 8% для АЭС с РБМК.

Потребители собственных нужд неравномерны по величине расхода и неравноценны по допустимости возможного перерыва в питании. Для АЭС с водным теплоносителем основные потребители по величине расхода могут быть охарактеризованы примерно следующим образом:

Атомные электростанции	с ВВЭР	с РБМК
Питательные насосы, %	1,5—2,0	2,0—2,2
Главные циркуляционные насосы, %	1,25	3,0
Циркуляционные насосы конденсаторов турбин, %	0,75	0,8
Конденсатные насосы, %	0,20	1,6

Потребителями собственного расхода являются также вентиляционные установки, насосы водоподготовки и др. В отношении допустимости перерыва в питании все потребители собственного расхода подразделены на четыре группы.

Первая группа практически не допускает перерыва в питании, в том числе и при авариях—допустим перерыв в питании в пределах времени действия автоматики ввода резерва (АВР), т. е. не более 0,01 с. К числу этих потребителей относят приводы системы управления и защиты, системы питания контрольно-измерительных приборов и автоматики, аварийное освещение. Вторая группа допускает перерыв в питании не более 40 с. К ней относятся механизмы, обеспечивающие расхолаживание реактора, например аварийные питательные насосы, маслонасосы турбогенераторов, аварийные насосы технической воды, вентиляторы рециркуляционных установок охлаждения помещений первого контура. К третьей группе потребителей относятся главные циркуляционные насосы, предъявляющие повышенные требования к надежности электроснабжения, хотя и допускающие перерыв в питании. Четвертая группа — все остальные потребители, не предъявляющие особых требований к электропитанию.

Для потребителей первой и второй групп кроме обычного электроснабжения от сети дополнительно предусматривают систему надежного питания переменного тока. Для первой группы потребителей в ее состав входит еще и сеть постоянного тока. Таким образом, потребители первой и второй групп обеспечиваются питанием даже в случае такой маловероятной аварии, как режим полной потери напряжения на станции в результате аварии (развала) всей энергосистемы. Для обеспечения сети надежного питания устанавливают не менее двух дизель-генераторных установок. В режиме полной потери напряжения срабатывает аварийная защита реактора и подается импульс на запуск этих установок, связанных с сетью надежного питания. Уже через 20—40 с потребители первой и второй групп получают питание от сети надежного питания переменного тока. Потребители первой группы от начала потери напряжения до этого момента питаются от специально предусмотренных электрических аккумуляторных батарей. В системе технического водоснабжения от сети надежного питания автоматически запускаются аварийные насосы технической воды для снабжения потребителей, не допускающих перерыва в охлаждении.

Особое внимание уделяется электроснабжению главных циркуляционных насосов. В режиме полной потери напряжения, рассмотренном ранее,

эти насосы обеспечивают циркуляцию теплоносителя еще в течение 2—3 мин за счет парового и электромеханического выбега турбогенераторов (см. § X.3) или собственных маховых масс; затем они останавливаются и далее реактор охлаждается за счет естественной циркуляции теплоносителя.

Перерыв в электроснабжении главных циркуляционных насосов возможен не только в режиме полной потери напряжения станции — единственного режима, при котором допускается их останов, осложняющий последующий запуск станции в работу. При любом другом нарушении электроснабжения главные циркуляционные насосы должны продолжать работать, причем для большей надежности можно, например, предусматривать электроснабжение главных циркуляционных насосов от трех независимых источников питания — двух электрогенераторов собственного расхода и основного турбогенератора (см. § X.3).

ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И МЕТОДИКА ИХ РАСЧЕТА

XVIII.1. Состав и назначение принципиальной и развернутой тепловых схем атомных электростанций

Тепловая схема атомной электростанции объединяет технологические схемы установок, входящих в ее состав. Различают принципиальную и развернутую (полную) тепловые схемы станции. *Принципиальная тепловая схема* включает в себя только основные установки — реакторную, парогенераторную, паротурбинную, конденсационную и деаэрационно-питательную. На эту схему наносят основные трубопроводы, соединяющие эти установки в единую технологическую систему. На линиях стрелками указывают направления потоков пара и конденсата.

Независимо от числа установленных основных и вспомогательных агрегатов на принципиальной тепловой схеме однотипное оборудование изображается только один раз, но со всеми последовательно включенными элементами. Например, при установке на АЭС нескольких многокорпусных турбин на принципиальной схеме изображают только одну. Из вспомогательного оборудования, например питательных и конденсатных насосов, на схеме также приводят только один независимо от числа работающих и резервных агрегатов. Трубопроводы указывают только одной линией по направлению основного потока независимо от числа параллельных потоков, без поперечных связей между трубопроводами к отдельным агрегатам, если таковые существуют, и без трубопроводов вспомогательного назначения, например дренажных с дренажными баками, системы технической воды и др. Многочисленную арматуру, входящую в состав трубопроводов или установленную на самих агрегатах, также не наносят. Исключение составляет только важнейшая арматура, например главная задвижка реакторного циркуляционного контура.

На *полной* (развернутой) *тепловой схеме* станции показывают все оборудование — все работающие и резервные агрегаты, как основные, так и вспомогательные. Систему трубопроводов приводят всю, включая параллельные связи между отдельными блоками и вспомогательные трубопроводы, дренажные линии, а также различные баки — питательные, дренажные и др. На трубопроводах и агрегатах указывают всю арматуру. На развернутую тепловую схему наносят также систему технического водоснабжения и промежуточный контур (если он имеется). Полную тепловую схему станции составляют на основе принципиальной тепловой схемы после ее уточнения, окончательного расчета и выбора.

При составлении принципиальной тепловой схемы решаются различные задачи, например выдача трубостроительному заводу технического задания на проектирование новой машины и др. Могут варьироваться мощности и параметры основных агрегатов, например использование в системе атомных станций турбин, отличающихся по мощности или быстроходности. Составленная для каждого из этих вариантов принципиальная схема подлежит пред-

варительному расчету, на основе которого в последующем можно будет уточнить основные характеристики оборудования: наиболее экономичное распределение регенеративного подогрева по ступеням, число ступеней подогрева, давление в деаэраторе, способ подготовки добавочной воды (термическое или химическое обессоливание), место установки и тип устройств, обеспечивающих допустимую конечную влажность пара и др. При составлении принципиальной тепловой схемы могут возникнуть и другие задачи. Например, использование существующей турбинной установки в условиях, отличных от тех, для которых она была создана, — изменение вакуума в связи с иными условиями технического водоснабжения, отказ от испарителя, включенного в регенеративную систему, и переход к химически обессоленной воде, изменение величины добавки воды и др. !

Конечным результатом расчета принципиальной схемы во всех случаях должно быть определение расходов и параметров рабочего тела и теплоносителя для выбора оборудования, а также тепловой экономичности станции (удельного расхода теплоты или абсолютного электрического к.п.д.). В эксплуатации тепловая схема станции является основным рабочим техническим документом для инженерно-технического персонала.

XVIII.2. Тепловые схемы некоторых атомных электростанций с водным теплоносителем

На рис. XVIII.1 представлена принципиальная тепловая схема АЭС, которая была первой не только в СССР, но и во всем мире. Основная задача, стоявшая перед создателями этой станции, заключалась в том, чтобы показать возможность использования внутриядерной энергии для производства электроэнергии. Поэтому мощность ее была невелика (5 МВт), оборудование и тепловая схема максимально упрощены, а параметры низкие. Все это предопределило ее низкую экономичность: к.п.д. нетто составил 16,5%. Из рисунка видно, что станция двухконтурная. В состав первого контура входит реактор 1 уран-графитового типа с оболочками тепловыделяющих элементов из нержавеющей аустенитной стали. Теплоноситель — вода под давлением с параметрами, указанными на схеме. В системе первого контура установлен компенсатор объема 2. Прокачка теплоносителя осуществляется насосами 6 салыникового типа с подачей уплотняющей воды во избежание протечки активной воды. Насосов установлено четыре: два рабочих и два резервных, причем на схеме показан один, так как схема принципиальная, а не развернутая. По той же причине на рисунке совсем не показана арматура и дана только одна парогенерирующая установка — водяной экономайзер 5, испаритель 4 и пароперегреватель 3, хотя на станции установлено их восемь — в четырех боксах по два парогенератора, из которых парогенераторы трех боксов работают, а один — в резерве. На станции установлена паровая турбина 9 мощностью 5 МВт, с частотой вращения ротора 1500 об/мин. Турбина не имеет регенеративных подогревателей. В деаэраторе 11 конденсат подогревается до 105°C и деаэрируется. Затем питательными насосами 12 конденсат подается к парогенерирующим установкам. Работа реактора и парогенерирующих установок возможна и при отключенной турбине, так как станция пускалась как экспериментальная. Поэтому кроме турбинного конденсатора 10 установлен и технологический 7. Оба конденсатора имеют конденсатные насосы 8, подающие конденсат в деаэратор. Утечки теплоносителя из реакторного контура восполняются подпиточным насосом 13 из бака конденсата 14.

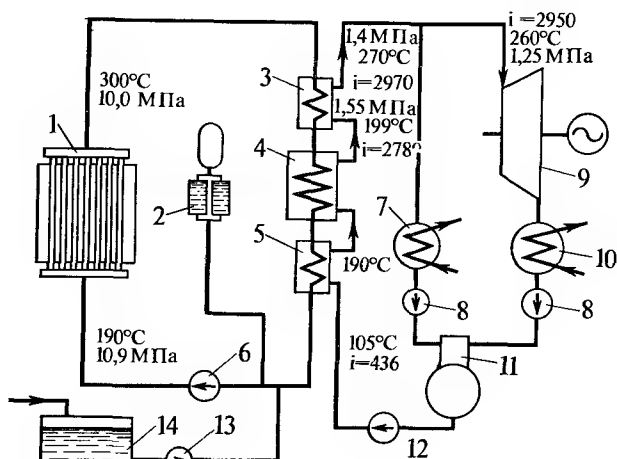


Рис. XVIII.1. Принципиальная тепловая схема первой атомной электростанции

Следующей ступенью в развитии атомной энергетики СССР была первая очередь Нововоронежской АЭС, проектная мощность которой 210 МВт в эксплуатации была перекрыта. Таким образом, от первой ко второй атомной станции в СССР был сделан весьма существенный шаг — от 5 до 210 МВт. Станция двухконтурная с ядерным реактором типа ВВЭР (водо-водяной энергетический реактор), в котором и замедлителем и теплоносителем является обычная вода под давлением 10,5—10,0 МПа. Для поддержания постоянного давления имеется газовый компенсатор объема. Циркуляция теплоносителя осуществляется главным циркуляционным насосом. Реакторных петель и соответственно парогенераторов — шесть. Пар из парогенераторов подается на три турбины мощностью по 70 МВт. Так как пар насыщенный, то в составе турбинной установки имеется сепаратор. Цилиндр низкого давления двухпоточный, с установкой конденсатора на каждый выхлоп. Турбинный конденсат конденсатным насосом прокачивается через последовательно установленные ПНД в деаэратор, откуда питательным насосом через ПВД закачивается в парогенератор. Все подогреватели и деаэратор питаются отборным паром турбин. Отборный пар турбин используется также для нагрева сетевой воды в последовательно установленных подогревателях — одним основным и одним пиковым, включаемом лишь в отдельные периоды отопительного сезона. Тепловая мощность реактора 760 МВт, т. е. к.п.д. блока составляет $(210 : 760) 100 = 27,6\%$.

Принципиальная тепловая схема первой очереди Нововоронежской атомной электростанции (НВАЭС) осуществлена также на первой атомной электростанции ГДР. Мощность ее 70 МВт. На станции установлена одна турбина К-70-29. Реактор имеет три петли главного циркуляционного контура, к каждой из которых подключено параллельно по три парогенератора. При последующем развитии НВАЭС схема ее упростилась, а параметры повысились. На рис. XVIII.2 представлена принципиальная тепловая схема третьего и четвертого блоков этой станции. В состав каждого из этих блоков входит реактор того же типа, что и для первого блока, однако мощность его вдвое больше — ВВЭР-440, т. е. электрическая мощность его 440 МВт. По сравнению со схемой первой очереди в схеме, изображенной на рис. XVIII.2, давление пара перед турбиной 9 выше (4,4 МПа). Чтобы влажность пара в последней ступени была и в этом случае допустимой, а также для повышения к.п.д. установки кроме сепаратора пара 10 дополнительно включен промежуточный пароперегреватель 11, конденсат греющего пара из которого поступает в последний по ходу воды ПВД. Деаэратор 15 выбран

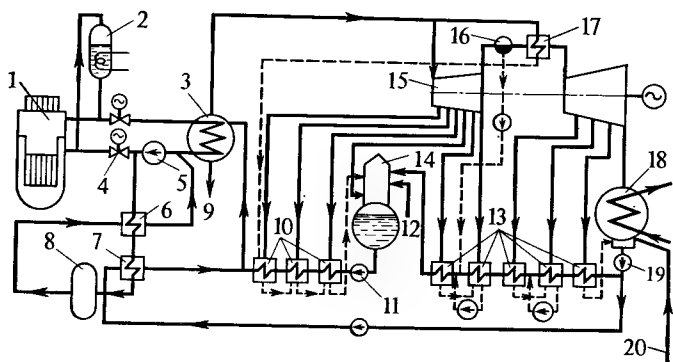


Рис. XVIII.2. Принципиальная тепловая схема третьего и четвертого блоков Нововоронежской атомной электростанции:

- | | |
|--|---|
| 1 — реактор; | 11 — питательный насос; |
| 2 — компенсатор объема; | 12 — возврат очищенной воды парогенератора; |
| 3 — парогенератор; | 13 — регенеративные подогреватели низкого давления; |
| 4 — главная задвижка; | 14 — деаэрактор; |
| 5 — главный циркуляционный насос; | 15 — паровая турбина; |
| 6 — основной теплообменник; | 16 — турбинный сепаратор; |
| 7 — доохладитель; | 17 — промежуточный пароперегреватель; |
| 8 — ионообменная установка; | 18 — конденсатор; |
| 9 — вода парогенератора, направляемая на очистку; | 19 — конденсатный насос; |
| 10 — регенеративные подогреватели высокого давления; | 20 — подача добавочной воды |

на более высокое давление (0,6 МПа), и в связи с этим увеличилось количество ПНД — пять вместо четырех. В схеме первого контура сделаны следующие изменения: главных задвижек установлено только по две на каждой петле; вода реактора очищается не в выпарной, а на ионообменной установке 8, причем доохладитель воды 7 передает теплоту основному конденсату. Продувочная вода парогенератора направляется в спецводоочистку. Конструктивные схемы и параметры парогенераторов и турбин приведены в гл. XI и XII, а данные по реакторной установке — в гл. X.

Из рис. XVIII.2 видно, что главная часть тепловой схемы связана с турбинной установкой. Именно для этой части схемы выполняют все основные тепловые расчеты, поэтому приводимые далее принципиальные схемы отечественных АЭС с водным теплоносителем даны для этой части.

На рис. XVIII.3 приведена принципиальная тепловая схема для АЭС с ВВЭР-440 и турбинами К-220-44. Состав ее ясен из подписи. По сравнению со схемой, показанной на рис. XVIII.2, она более подробна — приведены эжекторы (основной и уплотнений), охладители дренажа, а также подогреватели сетевой воды; установлена конденсатоочистка. Повышение мощностей реактора и турбин и рост их параметров нашли свое отражение в последующем развитии двухконтурных АЭС с водным теплоносителем. На рис. XVIII.4 представлена принципиальная тепловая схема для АЭС с ВВЭР-1000 и турбинами К-500-60/1500. Схема в общем аналогична предыдущей, однако рост мощности нашел свое отражение прежде всего в паротурбинном приводе питательного насоса.

Из сопоставления рис. XVIII.3 и XVIII.4 видно, что конденсатные насосы можно устанавливать как одноподъемными (фильтры под полным давлением воды), так и двухподъемными (фильтры под пониженным давлением). Развитие тепловых схем двухконтурных АЭС продолжается. В частности, целесообразно сохранить только один насос закачки конденсата греющих паров ПНД (первый по ходу воды), осуществив во всей предыдущей части каскадный слив. Более целесообразна закачка сепарата и конденсатов греющих паров промежуточного пароперегревателя непосред-

ственно в питательный трубопровод вместо подачи их в регенеративные подогреватели.

Атомные электростанции с водо-водяными энергетическими реакторами прошли к настоящему времени три этапа развития. Росло давление перед турбинами (2,9; 4,4 и 6,0 МПа) и соответственно увеличивались их мощности (70; 220 и 500 МВт). Мощность реактора возросла от 210 и 440 до 1000 МВт. Наряду с этим промышленные одноконтурные АЭС начали проектировать позднее двухконтурных. Это обстоятельство, а также принятая в СССР канальная схема реактора, облегчающая создание больших мощностей, позволили с самого начала проектировать одноконтурные АЭС на единичную мощность реактора 1000 МВт с турбинами мощностью 500 МВт и давлением пара перед ними 6,5 МПа. Тепловая схема такой АЭС, осуществленная на Ленинградской атомной станции (ЛАЭС), представлена на рис. XVIII.5.

Тепловая схема одноконтурной атомной электростанции имеет ряд особенностей по сравнению с двухконтурной. Работа на радиоактивном паре побудила включить в тепловую схему испаритель, вырабатывающий нерадиоактивный пар для подачи в уплотнения паровых турбин. Если

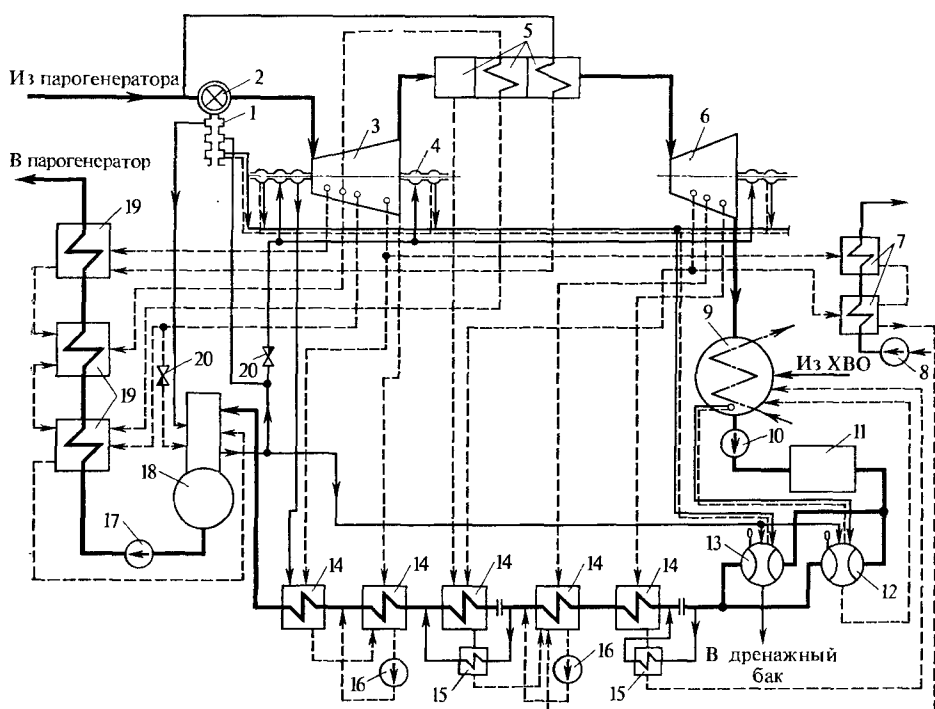


Рис. XVIII.3. Принципиальная тепловая схема двухконтурной АЭС с турбинами К-220-44:

- 1 — уплотнения штоков клапанов турбины;
- 2 — блок клапанов;
- 3 — ЦВД турбины;
- 4 — уплотнения вала турбины;
- 5 — сепаратор-промперегреватель;
- 6 — ЦНД турбины;
- 7 — подогреватель сетевой воды;
- 8 — насос теплосети;
- 9 — конденсатор турбины;
- 10 — конденсатный насос;

- 11 — конденсатоочистка;
- 12 — основной эжектор;
- 13 — эжектор уплотнений;
- 14 — ПНД;
- 15 — охладитель дренажа;
- 16 — дренажный насос;
- 17 — питательный насос;
- 18 — деаэрактор;
- 19 — ПВД;
- 20 — регулятор давления

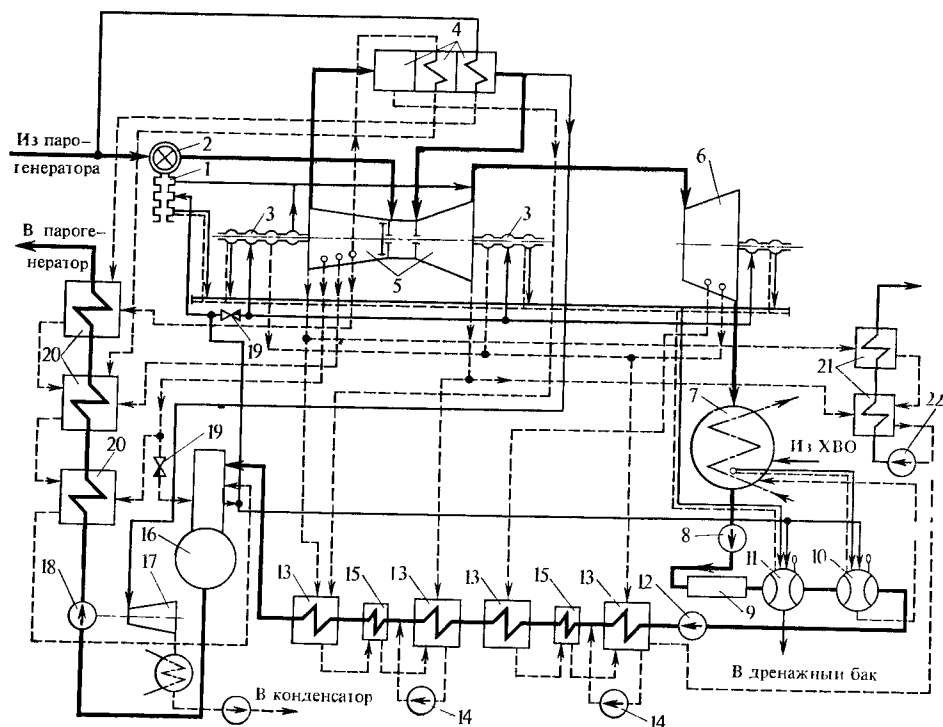


Рис. XVIII.4. Принципиальная тепловая схема двухконтурной АЭС с турбинами К-500-60/1500:

- | | |
|---|--|
| 1 — уплотнения штоков клапанов турбины; | 12 — конденсатный насос второго подъема; |
| 2 — блок клапанов; | 13 — ПНД; |
| 3 — уплотнения вала турбины; | 14 — дренажный насос; |
| 4 — сепаратор-промперегреватель; | 15 — охладитель дренажа; |
| 5 — ЦВД и ЦСД турбины; | 16 — деаэратор; |
| 6 — ЦНД турбины; | 17 — турбопривод питательного насоса; |
| 7 — конденсатор; | 18 — питательный насос; |
| 8 — конденсатный насос первого подъема; | 19 — регулятор давления; |
| 9 — конденсатоочистка; | 20 — ПВД; |
| 10 — основной эжектор; | 21 — подогреватели сетевой воды; |
| 11 — эжектор уплотнений; | 22 — насос теплосети |

для двухконтурной АЭС 100%-ная конденсатоочистка целесообразна, то для одноконтурной АЭС она совершенно необходима для удаления примесей, приходящих с присосом охлаждающей воды конденсаторов, и недопущения поступления их в реактор.

Стремление вывести из цикла также часть продуктов коррозии привело к подаче всех дренажей греющих паров ПНД в водяной объем конденсатора для последующей их очистки на фильтрах конденсатоочистки. Это вызвало определенную потерю экономичности.

Опасения образования медистых накипей в реакторе и вредное влияние окислов меди на циркониевые сплавы привели к отказу от применения латуни для ПНД одноконтурной АЭС и использованию для них аустенитных нержавеющей сталей (см. гл. V). Для максимального сокращения поступления продуктов коррозии (в частности, окислов железа) в воду реактора отказались от применения ПВД. Роль деаэратора в схеме одноконтурной АЭС также отлична от его роли в двухконтурной. Для одноконтурной станции при значительном содержании кислорода во всех потоках деаэратор имеет значение только как смешивающий подогреватель, поэтому для

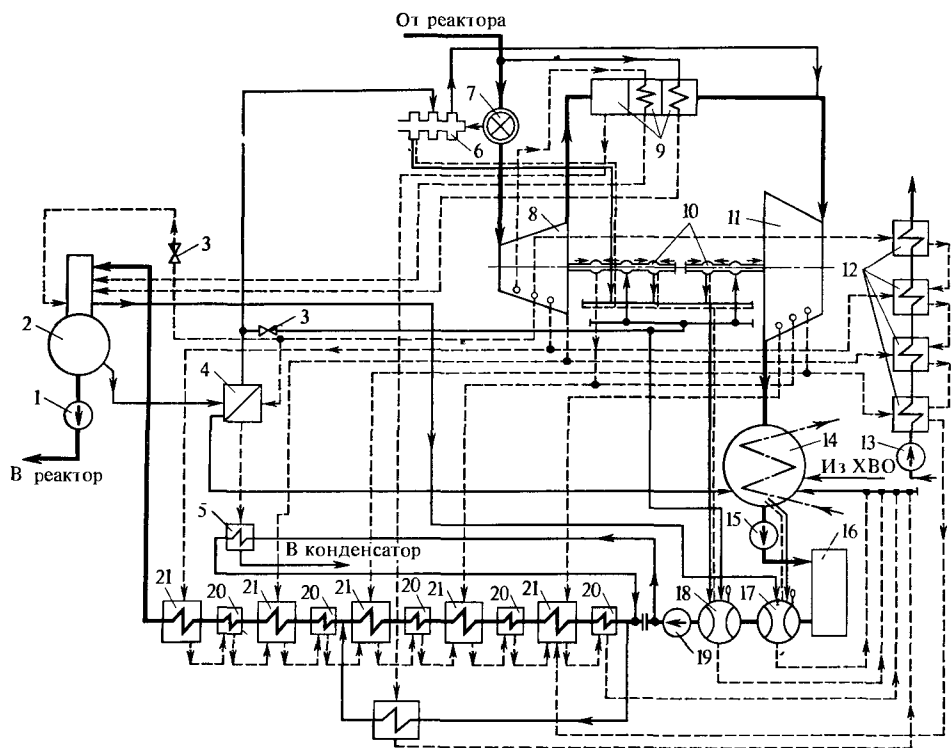


Рис. XVIII.5. Принципиальная тепловая схема одноконтурной АЭС с турбинами К-500-65/3000:

- | | |
|---|--|
| 1 — питательный насос; | 12 — подогреватели промконтра теплосети; |
| 2 — деаэратор; | 13 — насос промконтра теплосети; |
| 3 — регулятор давления; | 14 — конденсатор турбины; |
| 4 — испаритель; | 15 — конденсатный насос первого подъема; |
| 5 — охладитель дренажа испарителя; | 16 — конденсатоочистка; |
| 6 — уплотнения штоков клапанов турбины; | 17 — основной эжектор; |
| 7 — блок клапанов; | 18 — эжектор уплотнений; |
| 8 — ЦВД турбины; | 19 — конденсатный насос второго подъема; |
| 9 — сепаратор-промперегреватель; | 20 — охладитель дренажа; |
| 10 — уплотнение вала турбины; | 21 — ПНД |
| 11 — ЦНД турбины; | |

таких АЭС с еще большим основанием можно рассматривать применение бездеаэрационной схемы.

Каскадный слив дренажей ПНД в тепловой схеме, представленной на рис. XVIII.5, приводит не только к потере экономичности, но и к повышению (на 30%) производительности конденсатоочистки. Кроме того, в этой схеме не обеспечивается очистка от продуктов коррозии сепарата и конденсатов греющих паров промежуточного перегревателя, а также вывод продуктов коррозии, образующихся на тракте от конденсатоочистки до деаэратора. Появление электромагнитных механических фильтров позволило разработать более рациональную тепловую схему турбинных установок одноконтурных АЭС. Как видно из рис. XVIII.6, в схеме установлены дренажные насосы после ПНД-2 и ПНД-4, заканчивающие конденсат греющих паров в линию основного конденсата. Электромагнитный фильтр, установленный после деаэратора, очищает от продуктов коррозии весь поток питательной воды. После электромагнитных фильтров установлены охладитель дренажа греющего пара второй ступени промежуточного перегревателя и один ПВД.

Это позволило поднять температуру питательной воды для блока с РБМК-1500 до 190°C в сравнении с 165°C для блока с РБМК-1000 (см. табл. XII.2), что привело к росту тепловой экономичности.

Развитие воднорежимной и теплотехнической схемы турбинных установок одноконтурных АЭС протекало одновременно с укрупнением основного оборудования — схема, данная на рис. XVIII.6, разработана для турбины 750 МВт к реактору РБМК-1500. Развитие этих схем нельзя считать законченным к настоящему времени. Так, стремление к упрощению компоновки и к отказу от поверхностей нагрева на линии питательной воды после электромагнитного фильтра привело к решению о подаче в нее специальным насосом конденсата греющего пара промежуточного пароперегревателя, который выполнен одноступенчатым. Температура питательной воды при этом сохраняется той же, что и для схемы, показанной на рис. XVIII.6, т. е. 190°C.

Во всех описанных схемах турбины работали на насыщенном паре, однако в условиях водного теплоносителя АЭС может работать и на перегретом паре. При этом перегрев пара, безусловно, должен осуществляться в реакторе. Как указывалось в гл. X, для выработки перегретого пара наиболее подходит канальная конструкция реактора с графитовым замедлителем. Промышленный опыт работы с такими реакторами имеет Белоярская атомная электростанция (БАЭС). Это первая в мире станция с ядерным перегревом острого пара. Ее первая очередь неполностью двухконтурная, а вторая — одноконтурная.

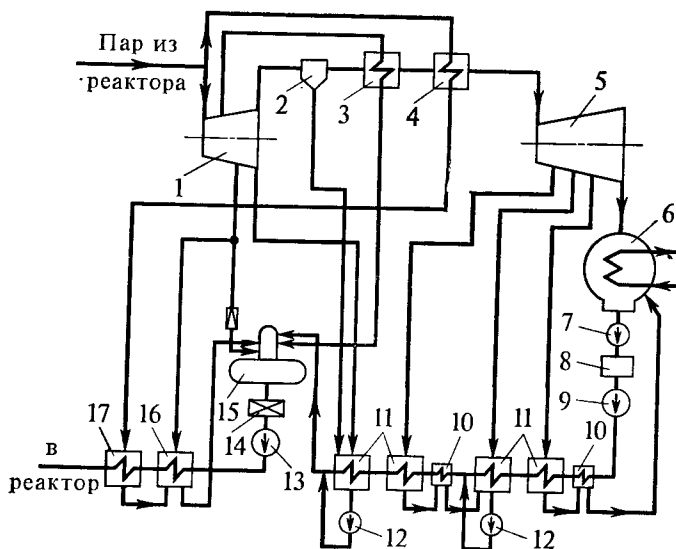


Рис. XVIII.6. Принципиальная тепловая схема одноконтурной АЭС с турбинами К-750-65/3000:

- 1 — ЦВД турбины;
- 2 — сепаратор;
- 3 — промпароперегреватель 1-й ступени;
- 4 — промпароперегреватель 2-й ступени;
- 5 — ЦНД турбины;
- 6 — конденсатор турбины;
- 7 — конденсатный насос 1-го подъема;
- 8 — конденсатоочистка;
- 9 — конденсатный насос 2-го подъема;

- 10 — охладитель дренажа;
11 — ПНД;
12 — дренажный насос;
13 — питательный насос;
14 — электромагнитный фильтр;
15 — деаэрастор;
16 — ПВД;
17 — охладитель дренажа промпароперегревателя 2-й ступени

Тепловая схема первой очереди БАЭС представлена на рис. XVIII.7. Пароводяная смесь из испарительных каналов 3 реактора 1 поступает в барабан 6. Пар из барабана направляется в поверхность нагрева испарителя второго контура 5. Конденсат этого пара соединяется с циркуляционной водой первого контура и поступает на доохлаждение в водяной экономайзер 20, состоящий из двух последовательных ступеней. Циркуляционный насос 21 первого контура подает воду в систему испарительных каналов. Для обеспечения охлаждения технологических каналов в режиме отключения основного циркуляционного насоса установлен аварийный насос 22. Это необходимо, так как по сравнению с реактором корпусного типа (ВВЭР) охлаждение технологических каналов в аварийных условиях в канальном реакторе с графитовым замедлителем хуже. Образовавшийся в испарителе насыщенный пар второго контура при давлении 11,0 МПа поступает в перегревательные каналы 2 реактора. Перегретый пар при давлении 10,0 МПа подается на турбину 9 типа К-100-90. Эта одновальная двухкорпусная турбина не является специальной турбиной атомной энергетики: до перехода обычной теплоэнергетики на параметры 13,0 МПа она была основной серийной машиной, выпускавшейся энергомашиностроительной промышленностью. После конденсатора 10 турбины конденсатным насосом 11 конденсат прокачивается через пять ПНД 12 в деаэратор 8. Питательные насосы (основной 13 или аварийный 14) через ПВД 15 подают конденсат в парогенерирующую установку, состоящую из четырех ниток — по две на каждый барабан-сепаратор 6. Каждая парогенерирующая установка имеет водяной экономайзер, первая ступень которого догревает воду до кипения, а вторая выдает пароводяную смесь с паросодержанием 20%. На рис. XVIII.7 обе эти ступени условно объединены в одном элементе 20.

В тепловой схеме станции (рис. XVIII.7) предусмотрена возможность регулирования перегрева в связи с включением в систему теплообменника 19. При подаче в него перегретого пара температура питательной воды возрастает. Количество образующегося насыщенного пара второго контура увеличивается, поэтому снижается его температура перегрева. В схеме предусмотрена также возможность работы реактора без турбины на технологический конденсатор 16 с доохладителем 17 для образующегося пара. Систему технологического конденсатора и его насоса 18 вместе с баком аварийного расхолаживания 7 используют при режиме расхолаживания реактора.

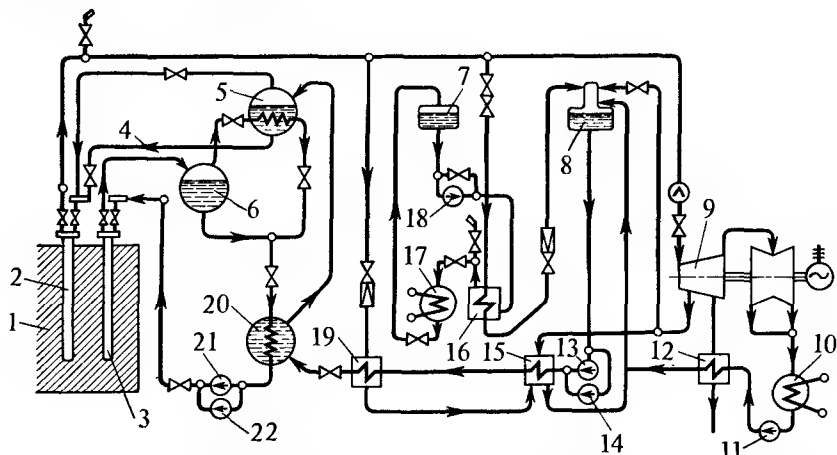


Рис. XVIII.7. Тепловая схема первой очереди Белоярской атомной электростанции

Для реактора с ядерным перегревом важен растопочный режим. Для обеспечения охлаждения перегревателей каналов до поступления в них насыщенного пара высокого давления из испарителя 5 (рис. XVIII. 7) предусмотрена рециркуляционная линия 4. Вода второго контура поступает по ней в перегревательные каналы и испаряется, охлаждая их. После подъема давления насыщенного пара второго контура рециркуляционная линия отключается и перегревательные каналы переходят в нормальный режим. Так как насыщенный пар контура имеет давление 11,0 МПа, то для его производства необходимо более высокое давление греющего пара первого контура; оно принято на уровне 14,0 МПа, а давление после главного циркуляционного насоса первого контура 15,5 МПа.

Основной задачей работы первой очереди БАЭС была проверка возможности ядерного перегрева. Результаты ее работы показали, что условия радиационной безопасности не препятствуют переходу на одноконтурную схему. Дальнейшее совершенствование самого реактора позволило удвоить его мощность. В связи с этим, сохранив давление в барабане-сепараторе реактора на уровне 14,0 МПа и те же параметры перед турбиной, для второй очереди БАЭС принята полностью одноконтурная схема с двумя турбинами К-100-90. За счет перепада давлений 4,0 МПа (от насыщенного пара в барабане-сепараторе с давлением 14,0 МПа до давления за перегревательными каналами, равного 10,0 МПа) в перегревательных каналах получены весьма большие скорости пара и соответственно высокие коэффициенты теплоотдачи к перегретому пару. Для первой очереди БАЭС перепад давления для перегревательных каналов был меньше — 1,0 МПа (от 11,0 МПа в испарителе второго контура до 10,0 МПа после перегревательных каналов).

АЭС этого типа дальнейшего развития не получили по следующим причинам. Для оболочек ТВЭЛов и для технологических каналов была применена аустенитная нержавеющая сталь с большим сечением захвата нейтронов. В результате, несмотря на повышение тепловой экономичности по сравнению с Нововоронежской АЭС, общая экономичность оказалась ниже. Однако опыт работы реакторов БАЭС был полезен для разработки канального реактора большой мощности с перегревом пара —РБМКП (см. гл. X).

XVIII.3. Схемы трубопроводов и развернутая тепловая схема

Различают ряд систем основных трубопроводов: питательных и конденсатных, главных паропроводов и др. Одна из основных задач составления развернутой тепловой схемы — взаимная увязка всех трубопроводов, расстановка на них арматуры и выбор их диаметров. Иногда для паропроводов требуются трубы столь значительных диаметров, что выполнить их в одну линию невозможно и приходится предусматривать две, а в ряде случаев даже четыре параллельные линии.

Наиболее важны трубопроводы острого пара и питательной воды. На рис. XVIII.8, а показана схема паропроводов двухконтурной АЭС с двойными соединительными магистралями. Эти схемы применялись ранее для того, чтобы условия работы второго контура меньше отражались на работе реактора. При двух соединительных магистралях обеспечивается 100%-ное резервирование. Однако они оказались излишне сложными и дорогими, так как требуют большого расхода труб и арматуры. В настоящее время применяют схему, приведенную на рис. XVIII.8, б. В этой схеме переключающая магистраль также позволяет подавать пар от любого парогенератора к любой турбине, но в условиях нормальной эксплуатации,

когда в работе находятся все парогенераторы и турбины, связь между ними может осуществляться по блочной схеме «парогенератор-турбина», а переключательная магистраль является резервной.

Более простые блочные схемы (рис. XVIII.9) менее предпочтительны, так как надежность работы всей станции при этом меньше, чем при использовании схемы, показанной на рис. XVIII.8, б. Вместе с тем простота блочных схем паропроводов и малое количество арматуры имеют особое значение для одноконтурной АЭС, учитывая радиоактивность среды.

Все перечисленные схемы паропроводов являются принципиальными. При больших мощностях невозможно ограничиться одной линией паропроводов как от реактора, так и к турбине. Количество параллельных линий рассчитывают в соответствии с выбранными скоростями (см. гл. XIII).

Схемы питательных трубопроводов требуют особо надежного выполнения, так как прекращение питания водой парогенерирующей установки ведет не только к останову основного оборудования, но и к напряженным режимам в процессе самого останова. На рис. XVIII.10 приведена секционно-централизованная схема, по которой подача воды к парогенерирующей установке может производиться либо после всех ПВД, либо от соединительной магистрали 2. При неисправности ПВД они автоматически отключаются клапанами 3, а питательная вода перепускается по байпасам. Однако автоматические клапаны ПВД недостаточно плотные. Вслед за их закрытием в течение примерно 1 мин закрываются задвижки перед и после ПВД и включается в работу линия «холодного» питания. Подача питательной воды от насосов может осуществляться либо в ПВД, либо (при неисправности насоса) через напорную перемычку 8 питательных насосов.

В соответствии с правилами Гостехнадзора парогенерирующие установки отключаются двумя задвижками. Нарушение питания этих установок в рассматриваемой схеме может быть только в одном случае — если неисправны трубопроводы и арматура в узлах А. Любая неисправность в другом узле не нарушает питания парогенератора. Секционирующие задвижки на перемычках 2 и 8 устанавливают попарно для того, чтобы уменьшить неблагоприятные последствия в том случае, когда сама секционирующая задвижка неисправна.

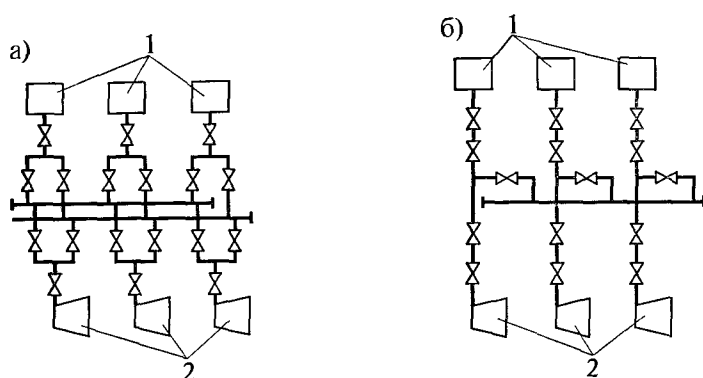


Рис. XVIII.8. Схемы главных паропроводов двухконтурных АЭС с соединительными магистралями:

а — с двойной соединительной магистралью;
б — с одинарной соединительной магистралью (секционная);

1 — парогенератор;
2 — турбина

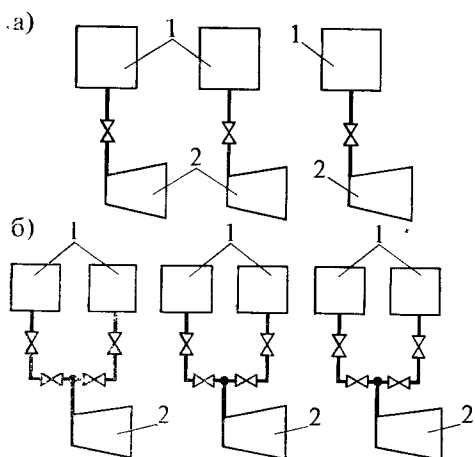


Рис. XVIII.9. Схемы главных паропроводов двухконтурных атомных электростанций:

а — блочная с одним парогенератором в блоке (моноблок);

б — блочная с двумя парогенераторами в блоке (дубль-блок);

1 — парогенератор;

2 — турбина

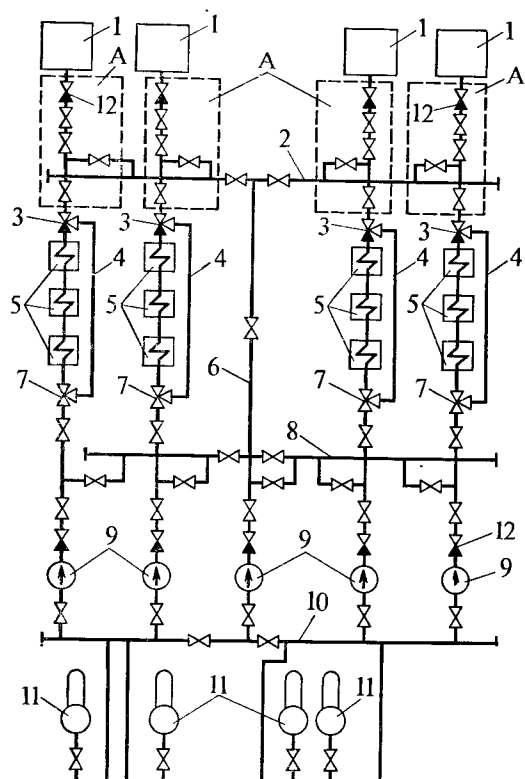


Рис. XVIII.10. Секционно-централизованная схема питательных трубопроводов:

1 — парогенератор;

2 — питательная магистраль парогенераторов;

3 и 7 — обводные автоматические клапаны;

4 — байпас подогревателей высокого давления;

5 — ПВД;

6 — линия «холодного» питания парогенераторов;

8 — напорная перемычка питательных насосов;

9 — питательный насос;

10 — всасывающая магистраль;

11 — деаэратор;

12 — обратный клапан

Рис. XVIII.11. Полная (развернутая) схема АЭС с ВЭР-440 и турбинами К-220-44:

I — острый пар;

II — пар из отборов турбины;

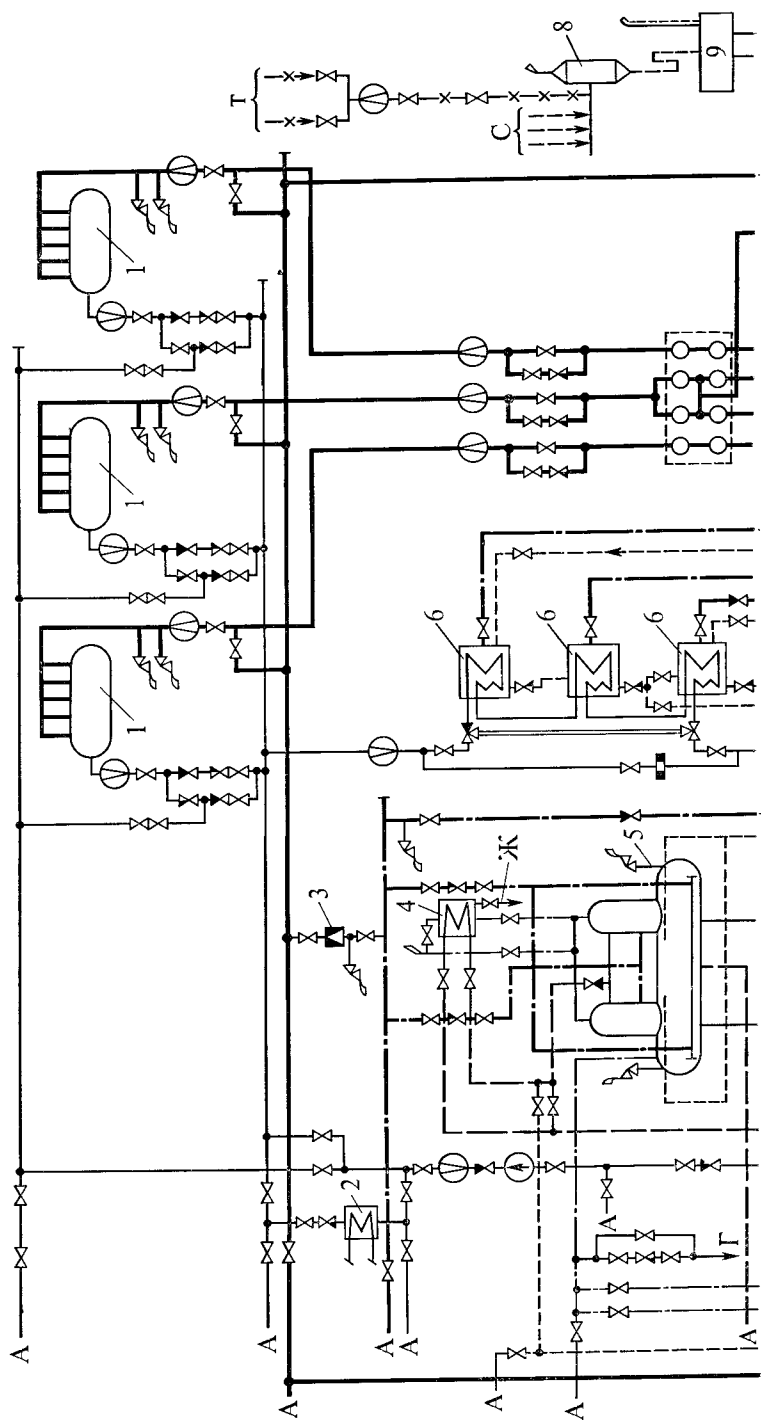
III — прочие паровые линии;

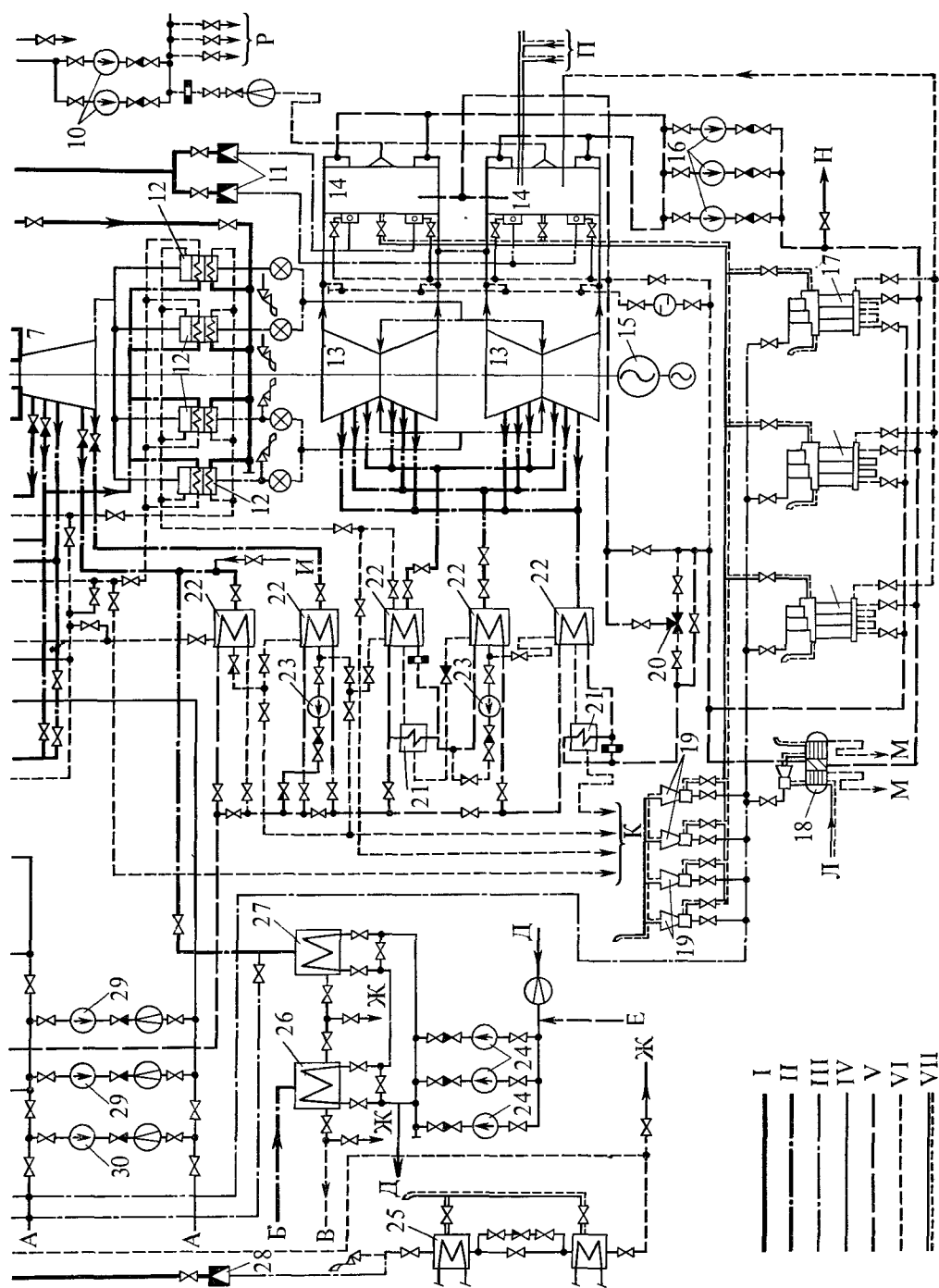
IV — питательная вода;

V — основной конденсат;

VI — прочие линии конденсата;

VII — паровоздушная смесь





А — смыкание с соответствующими линиями турбины №2;
Б — от шестого отбора турбины № 2;
В — в ПНД-2 турбины № 2;
Г — в систему уплотнений турбины;
Д — сетевая вода к потребителям и ее возврат;
Е — восполнение потерь сетевой воды;
Ж — к расширителям дренажей;
И — из уплотнений высокого давления;
К — в конденсатор;
Л — из коллектора системы уплотнений;

1 — парогенератор;
 2 — теплообменник разогрева и расхолаживания петель первого контура;
 3 — БРУ собственных нужд;
 4 — охладитель выпара деаэратора;
 5 — деаэратор;
 6 — ПВД;
 7 — ЦВД турбины;
 8 — расширитель дренажей;
 9 — дренажный бак;
 10 — насос дренажного бака;
 11 — БРУ сброса пара в конденсатор;
 12 — сепаратор-промперегреватель;
 13 — ЦНД турбины;
 14 — конденсатор;
 15 — электрогенератор;

М — в дренажный бак;
Н — к теплообменнику системы охлаждения статора генератора;
П — сброс паровоздушной смеси от регенеративной установки;
Р — в бак запаса обессоленной воды, на заполнение парогенератора и в систему восполнения убыли в теплосети;
С — дренажи основных трубопроводов и некоторых элементов схемы;
Т — из химводоочистки;

16 — конденсатный насос;
 17 — основной эжектор;
 18 — эжектор уплотнений;
 19 — пусковой эжектор;
 20 — клапан регулирования уровня воды в конденсаторе;
 21 — охладитель дренажа;
 22 — ПНД;
 23 — дренажный насос;
 24 — насос сетевой воды;
 25 — технологический конденсатор;
 26 — пиковый подогреватель теплосети;
 27 — основной подогреватель теплосети;
 28 — РУ расхолаживания;
 29 — питательный насос;
 30 — аварийный питательный насос

Установка секционирующих задвижек в рассмотренной схеме необязательна. Их наличие упрощает ликвидацию аварийных ситуаций, отсекая неисправную часть схемы. Иные принципы заложены в схему всасывающих трубопроводов от деаэраторов до питательных насосов. Здесь возможна одновременная остановка двух и даже трех насосов, если, например, произойдет авария с одной из секционирующих задвижек на всасывающей магистрали 10. Однако из-за низких параметров ($p=0,7$ МПа; $t=165^{\circ}\text{C}$) подобные аварии маловероятны. Для повышения надежности всасывающих трубопроводов на них устанавливают стальную арматуру, хотя по нормам Гостехнадзора допустима чугунная.

Развернутые тепловые схемы АЭС весьма различны. В качестве примера на рис. XVIII.11 приведена полная развернутая тепловая схема для второго контура АЭС с ВВЭР-440 и турбинами К-220-44. На рисунке она дана для одной из двух турбин (турбины № 1). Тепловая схема второй турбины такая же, а незначительное ее отличие связано с тем, что, например, питание паром пикового подогревателя теплосети осуществляется от турбины № 2, в то время как основной подогреватель теплосети питается отборным паром турбины № 1. При неработающей турбине № 1 пар в основной подогреватель теплосети может поступать и от турбины № 2, в то время как резервирование питания паром пикового подогревателя не предусмотрено.

Конденсат греющих паров подогревателей теплосети каскадно сливается в ПНД-2 турбины № 2, а при неработающей турбине № 2 — в дренажный бак через расширитель. Система расхолаживания включает в себя технологические конденсаторы 25, редуccionную установку 28 и линии к ним, общие для обеих турбин. Общая также и система аварийного питания парогенераторов. В остальном тепловые схемы турбины № 1 и турбины № 2 одинаковы. Поэтому, хотя в проекте АЭС развернутая тепловая схема дается для всей станции (т. е. на ней наносится все оборудование и все линии для двух турбин и соответственно для шести парогенераторов), на рис. XVIII.11 это не сделано с учетом формата книги. По этой же причине на рисунке задвижки как с ручным приводом, так и с электроприводом показаны одинаково.

Из рисунка также видно, что в деаэраторах предусмотрена как струйная, так и барботажная деаэрация, хотя последнюю на атомных электростанциях, как правило, не применяют (см. гл. VI). Линии подвода пара в деаэраторный бак можно использовать для прогрева воды в баке в пусковые периоды. Состав развернутой тепловой схемы достаточно ясен из подрисовочной подписи и дополнительных пояснений не требует. Следует при этом иметь в виду, что, так же как и в реальных развернутых тепловых схемах, на рис. XVIII.11 показано не все оборудование и линии. Некоторые элементы схемы показывают на детальных установочных чертежах отдельных агрегатов, не загромождая ими развернутую тепловую схему, и без того достаточно сложную. Это относится к таким элементам схемы, как подача воды на маслоохладители и ее отвод; теплообменники охлаждения статора генератора; подача воды на уплотнения насосов; подвод и отвод пара на уплотнения валов паровых турбин и др. Места соединения трубопроводов отмечают точками.

По рис. XVIII.11 можно проследить не только основные коммуникации, но и расстановку редуцирующих установок и регулирующей, запорной и предохранительной арматуры. На каждую турбину пар подают три парогенератора. Соединительная магистраль позволяет в случае необходимости подавать пар от любого парогенератора на любую турбину. Острый пар идет не только к клапанам турбины, но и в качестве греющей среды на вторую ступень промежуточного пароперегревателя. При внезапном закрытии клапанов турбины острый пар сбрасывается в конденсатор (до 60% полного расхода), для чего от соединительной паровой магистрали отведена линия к БРУ 11.

На АЭС существует ряд собственных потребителей пара. К их числу относятся уплотнения вала турбин, эжекторы турбинной установки, спецводоочистка, парозежекторная машина и подогреватели теплосети. Нормально они питаются отборным паром турбины. Наряду с этим в качестве резерва предусмотрено БРУ 3 собственных нужд, подающее пар из соединительного паропровода в специальную магистраль собственных нужд.

Питательные трубопроводы, по одному от каждой турбины, питают по три парогенератора. Так как они имеют соединительный трубопровод, то возможно питание любого парогенератора от регенеративной системы любой турбины. К каждому парогенератору идет одна питательная линия.

XVIII.4. Методика расчета тепловой схемы

Расчет тепловой схемы АЭС включает составление расчетной схемы, построение i, s -диаграммы процесса расширения в турбине, определение расходов пара на отдельные элементы схемы и мощности, развиваемой потоками пара в турбине. Конечная цель всего расчета — определение начального расхода пара на турбину при ее заданной мощности или (обратная задача) определение мощности при заданном расходе пара. Обычно также рассчитывают к.п.д. или удельный расход теплоты для турбоустановки и АЭС в целом (см. § IV.1).

В тех случаях, когда производятся расчеты исследовательского характера с целью выбора оптимального профиля оборудования АЭС, необходимые исходные данные принимают в соответствии с теоретическими соображениями, рассмотренными в этом курсе и в специальной литературе. Для принятия окончательного решения выполняют несколько расчетов, отличающихся исходными данными, и сопоставляют их между собой, поскольку теоретические рекомендации, как правило, неоднозначны. Подробные проектно-конструкторские проработки значительного количества вариантов требуют много времени

и практически трудноосуществимы, поэтому оптимизационные расчеты проводят при неполной исходной информации. Вначале ставится цель получить более точные значения оптимальных параметров и характеристик, соответствующих минимуму расчетных затрат ($Z_{p. \text{ мин}}$), не стремясь при этом к точному определению абсолютного значения этой величины. Иначе говоря, основным требованием этих расчетов является сопоставимость полученных результатов. После того как оптимальный вариант выбран, уточняют его технико-экономические показатели на основе детальных инженерных разработок и расчетов. Необходимое условие получения сопоставимых результатов — проведение расчетов по единой методике. Внутренний относительный к.п.д. цилиндров или отсеков турбины наиболее точно определяют поступенчатым расчетом, который на стадии оптимизационных расчетов не выполняют из-за большой трудоемкости. Вместо этого используют полумпирические формулы и графики. По выбранным (или заданным) параметрам пара и значениям η_{oi} цилиндров и отсеков строят процесс расширения пара в i , s -диаграмме. В ряде случаев возникает необходимость определения расходных и энергетических показателей стандартной (типовой) турбоустановки в нерасчетных условиях ее работы, например при отборах пара на собственные нужды АЭС сверх величины, предусмотренной техническими условиями на поставку турбины. Составляют расчетную схему на основе типовой принципиальной или развернутой тепловой схемы с внесением изменений и дополнений, которые, как правило, не должны затрагивать конструкцию собственно турбины и могут относиться лишь к ее вспомогательному оборудованию. Обычно такого рода изменения в режиме работы турбины связаны с незначительным (3—5%) изменением расхода пара по ступеням. При столь небольших отклонениях к.п.д. ступеней практически не изменяется, а небольшим изменением давления в точках отбора пара можно пренебречь. Поэтому i , s -диаграмма процесса расширения пара в турбине может быть заимствована без изменений из проекта завода-изготовителя (см. гл. XII), т. е. значения η_{oi} можно принять по данным технических проектов (см. стр. 219). В этом случае расчет сводится к определению новых значений величин отборов, расхода пара по отсекам турбины и вычислению мощности, развиваемой потоками пара. Такие расчеты выполняют, как правило, при номинальном расходе пара на турбину, а искомой величиной является ее мощность.

В общем случае, если ожидается значительное изменение расходов пара по ступеням по сравнению с ближайшим из режимов, рассмотренных в проекте турбоустановки, необходимо вносить коррективы в i , s -диаграмму процесса расширения пара в турбине в части изменения давления в точках отбора пара, к.п.д. регулирующей ступени, а также к.п.д. последней ступени и выхлопных потерь. Если не учитывать эти факторы, то ошибка в определении мощности турбины может составить около 1% при изменении начального расхода пара на 25%. Поэтому такой расчет может быть использован лишь как первое приближение для предварительного определения расхода пара по отсекам и в конденсатор.

По полученным из предварительного расчета расходам определяют давление пара в точках отбора по упрощенному соотношению

$$D'_j/D_j = p'_j/p_j, \quad (\text{XVIII.1})$$

где p_j — давление в j -м отборе турбины при расчетном расходе пара D_j ; p'_j — давление в j -м отборе при нерасчетном режиме с расходом пара D'_j . Методика выполнения расчетов тепловых схем состоит из следующих последовательных этапов:

1 этап. На основании задания, предварительных теоретических иссле-

дований или по схеме стандартной турбоустановки составляют расчетную схему, которая должна содержать все рассчитываемые элементы (подогреватели, сепараторы, паровые эжекторы и др.) и соединяющие их коммуникации.

II этап. Строят процесс расширения пара по значениям к.п.д., оцененным по упрощенной методике, или по данным для стандартной турбоустановки (в зависимости от цели расчета) и на ней указывают начальные и конечные параметры пара, а также параметры пара в турбинных сепараторах и пароперегревателях и во всех точках отбора пара на регенерацию.

III этап. Определяют расходы пара на элементы турбоустановки и рассчитывают ее энергетические показатели (мощность или расход пара, к. п.д. и т. д.) в такой последовательности:

1. Собирают информацию о нагрузках и параметрах теплоносителя для каждого из внешних потребителей теплоты. По этим данным выбирают точки отбора пара из турбины для покрытия нагрузок. Если параметры пара в отборах не совпадают с требуемыми потребителем, то выбирают отбор с ближайшими более высокими параметрами, редуцируя и охлаждая его до требуемых параметров.

2. Определяют потери рабочего тела в цикле АЭС и теплосети, расход добавочной воды (см. гл. III) и потребное количество исходной сырой воды $D_{и.в}$ на химводоочистку:

$$D_{и.в} = 1,4 D_{д.в.о} + 1,25 D_{д.в.ум}. \quad (XVIII.2)$$

где $D_{д.в.о}$ — количество добавочной обессоленной воды для основного цикла; $D_{д.в.ум}$ — количество умягченной добавочной воды для теплосети. Расход пара для подогрева сырой воды

$$D = D_{и.в} (i_2 - i_1) / [(i_{п} - i_{др}) \eta], \quad (XVIII.3)$$

где i_2 и i_1 — энтальпия подогретой и исходной сырой воды, кДж/кг; $i_{п}$ и $i_{др}$ — энтальпия пара и его конденсата, кДж/кг; η — к.п.д. подогревателя. Следует отметить, что фактическая производительность химводоочистки всегда выше, чем потребность в химически очищенной воде в нормальных эксплуатационных условиях, поэтому приведенная методика, характеризующая средние эксплуатационные показатели, непригодна для выбора оборудования, относящегося к процессу водоподготовки. Это оборудование следует выбирать, исходя из номинальной проектной мощности химводоочистки, учитывающей не только потери, но и расходы воды на заполнение и другие нужды (см. гл. III).

3. Определяют необходимые напоры насосов питательного тракта и повышение в них энтальпии воды. При паровом приводе насоса определяют также мощность на его валу. Дифференциальный напор питательного насоса

$$\Delta p_{п.в} = p_0 + \Delta p_{пар} + \Delta p_{пг} + \Delta p_{пит} + \Delta p_{ПВД} + \Delta p_{р.к.п} + \Delta p_{геод} - p_{д}, \quad (XVIII.4)$$

где p_0 — давление перед турбиной; $\Delta p_{пар}$ — падение давления в главном паропроводе, равное $(0,05—0,08)p_0$; $\Delta p_{пг}$ — падение давления в парогенераторе, определяемое из его расчета; $\Delta p_{пит}$ — падение давления в питательных трубопроводах, обычно равное $0,2—0,3$ МПа; $\Delta p_{ПВД}$ — падение давления в ПВД (см. табл. V.2); $\Delta p_{р.к.п}$ — перепад давления на регулирующем клапане питания парогенератора — около $1,0$ МПа; $\Delta p_{геод}$ — геодезический подпор; $p_{д}$ — давление в деаэраторе.

Дифференциальный напор конденсатного насоса

$$\Delta p_{\text{к.п}} = p_{\text{д}} + \Delta p_{\text{ПНД}} + \Delta p_{\text{о.д}} + \Delta p_{\text{эж}} + \Delta p_{\text{об}} + \Delta p_{\text{р.ж.у}} + \Delta p_{\text{о.г.к}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{геол}}, \quad (\text{XVIII.5})$$

при этом $\Delta p_{\text{ПНД}}$ и $\Delta p_{\text{о.д}}$ — падение давления в ПНД и охладителях дренажа (см. табл. V.1 и V.3); $\Delta p_{\text{эж}}$ — падение давления в основном эжекторе и эжекторе уплотнений — примерно по 0,05—0,07 МПа в каждом; $\Delta p_{\text{об}} = 0,3—0,5$ МПа — падение давления на установке обессоливания конденсата; $\Delta p_{\text{р.ж.у}}$ — перепад давления на регулирующем клапане уровня в конденсаторе — около 0,2—0,4 МПа; $\Delta p_{\text{о.г.к}}$ — падение давления в охладителе генератора, равное 0,1—0,2 МПа; $\Delta p_{\text{тр}}$ — гидравлическое сопротивление конденсатопроводов — примерно 0,1—0,2 МПа.

Бóльшие величины относятся к турбинам большей мощности (более 200 МВт). По данным гидравлического расчета определяют давление питательной воды и основного конденсата в точках схемы, подлежащих расчету. Напор дренажных насосов определяют по разности давлений между точками перекачки с учетом гидравлических сопротивлений, основное из которых — сопротивление регулирующего клапана расхода. Повышение энтальпии воды в насосах определяют по соотношениям, аналогичным (IV.20), а мощность на валу насоса — по (IV.55), полагая в ней $\eta_{\text{пр}} = 1$. Величину и параметры протечек пара через уплотнения принимают из расчета турбины или оценивают в 0,5—1,2% от расхода пара на турбину (см. § IV.1); в последнем случае предполагают, что все протечки сбрасываются в конденсатор.

5. Параметры пара в подогревателях определяют по параметрам в отборах с учетом гидравлических потерь в трубопроводах (табл. XVIII.1). Давление обогреваемой среды (основного конденсата и питательной воды) определяют из гидравлического расчета (см. п. 3); ее температура зависит от конструкции подогревателя и схемы его включения. Температура обогреваемой среды на выходе из подогревателей

$$t'' = t_{\text{н}} - \delta t, \quad (\text{XVIII.6})$$

где $t_{\text{н}}$ — температура насыщения при давлении в подогревателе; δt — недогрев обогреваемой среды до температуры насыщения (см. гл. V).

Температура конденсата греющего пара на выходе из подогревателей, не имеющих охладителей дренажа, равна температуре насыщения:

$$t_{\text{др}} = t_{\text{н}}. \quad (\text{XVIII.7})$$

Если охладитель дренажа имеется, то

$$t_{\text{др}} = t''_{\text{пред}} + \Delta t + \delta t, \quad (\text{XVIII.8})$$

где $t''_{\text{пред}}$ — температура обогреваемой среды (питательной воды или конденсата) на выходе из предыдущего подогревателя, °С; Δt — подогрев обогреваемой среды в элементах, включенных между данным и предыдущим подогревателями (смесители конденсата греющего пара с обогреваемой средой $\Delta t = 0,2—0,7^\circ\text{C}$, эжекторы уплотнений $\Delta t = 1,5—2,5^\circ\text{C}$, эжекторы основные $\Delta t = 0,5—0,7^\circ\text{C}$, охладители генератора $\Delta t = 1,5—2,5^\circ\text{C}$); δt — температурный напор на холодном конце охладителя дренажа, °С.

6. Для определения расхода рабочего тела по элементам тепловой схемы используют два метода: принимают расход острого пара на турбину и по нему определяют расходы на отдельные элементы схемы и мощность турбины или

Таблица XVIII.1. Примерная оценка потери теплоты в окружающую среду регенеративными подогревателями и падения давления пара в трубопроводах отборного пара на тракте от турбины до подогревателей

Номер подогревателя	Потери теплоты в окружающую среду, %	Падение давления отборного пара от места отбора до подогревателя, %	Номер подогревателя	Потери теплоты в окружающую среду, %	Падение давления отборного пара от места отбора до подогревателя, %
1	0,1	10	6 (деаэратор)	0,6	Давление в деаэраторе известно и постоянно
2	0,2	9			
3	0,3	8			
4	0,4	7	7	0,7	5
5	0,5	6	8	0,8	4
			9	0,9	3

принимают мощность турбины, а определению подлежат расходы пара на турбоустановку в целом и ее элементы.

Первый способ целесообразно применять в тех случаях, когда принятый для расчетов расход пара на турбину обеспечивает получение необходимой мощности с точностью 2—3%. Результаты такого расчета могут быть легко скорректированы линейной интерполяцией, приведенные в соответствие с фактически необходимой мощностью генератора. По второму способу вначале расчет производят на 1 кг острого пара. Из этого расчета определяют относительные величины всех отборов α_j и удельную выработку электроэнергии w_o в киловаттах на 1 кг острого пара. Затем определяют полный расход $D_0 = W_o/w_o$ пара на турбину (кг/с), а при необходимости и абсолютные величины расхода пара из всех отборов.

В обоих случаях расчет сводится к составлению тепловых и материальных балансов, из которых определяют расходы пара на элементы тепловой схемы. Для смешивающих подогревателей уравнение теплового баланса

$$i''_j (D_{j1} + D_{j2} + \dots) = \eta (i_{j1} D_{j1} + i_{j2} D_{j2} \dots), \quad (\text{XVIII.9})$$

где i''_j — энтальпия воды, выходящей из j -го подогревателя; $D_{j1}, D_{j2}, \dots$ — расход сред (пара, основного конденсата, дренажа), входящих в j -й подогреватель; $i_{j1}, i_{j2}, \dots$ — энтальпии потоков, входящих в j -й подогреватель; η — к.п.д. подогревателя.

Для смесителей основного конденсата с дренажем используется это же уравнение теплового баланса при $\eta = 1$.

Тепловой баланс j -го поверхностного подогревателя

$$G_j (i''_j - i'_j) = \eta [D_{j1} (i_{j1} - i_{дрj}) + D_{j2} (i_{j2} - i_{дрj}) + \dots], \quad (\text{XVIII.10})$$

где G_j, i''_j, i'_j — расход нагреваемой воды через подогреватель и ее энтальпия на выходе и входе; $D_{j1}, i_{j1}; D_{j2}, i_{j2}, \dots$ — расход греющих сред (пара, дренажа) в паровой объем j -го подогревателя и их энтальпии; $i_{дрj}$ — энтальпия дренажа за подогревателем или охладителем дренажа, если он установлен у j -го подогревателя.

Если расчет производят на 1 кг острого пара, то все расходы выражают в долях от D_0 . В некоторых случаях возникает необходимость решить систему уравнений теплового баланса. Это необходимо, например, при сливе конденсата из промежуточного пароперегревателя в ПВД:

7. Составляют энергетический баланс турбины. Внутреннюю удельную работу турбины с отборами греющего пара определяют по (IV.33). Для перехода от удельной внутренней работы к *полной внутренней мощности* W_i (кВт) необходимо либо значение w_i (кДж/кг) умножить на полный расход пара D_0 (кг/с):

$$W_i = D_0 w_i = D_0 \sum_{j=1}^n \alpha_{отс j} H_{i отс j}, \quad (\text{XVIII.11})$$

либо расходы пара по отсекам в долях $\alpha_{отс j}$ заменить соответствующими полными расходами пара через отсеки $D_{отс j}$ (кг/с):

$$W_i = \sum_{j=1}^n D_{отс j} H_{i отс j}. \quad (\text{XVIII.12})$$

В (XVIII.11) и (XVIII.12) $H_{i отс j}$ — действительный теплоперепад в каждом отсеке.

Определение полной внутренней мощности турбины можно также производить, суммируя мощности, развиваемые потоками рабочего тела в процессе расширения до вывода их в отборы, с мощностью, развиваемой потоком пара, проходящим в конденсатор:

$$W_i = (D_k H_{ik}) + \sum_{j=1}^n D_{отс j} H_{i, j} + \sum_{j=1}^m D_{пр j} H_{i, j} + D_{др. сеп} H_{i сеп}, \quad (\text{XVIII.13})$$

где D_k , $D_{отс j}$, $D_{пр j}$ — расход пара в конденсатор, отборы и с протечками; $H_{i, j}$ — действительный теплоперепад в турбине каждого из потоков пара; $D_{др. сеп}$ — количество влаги, выведенной из сепаратора; $H_{i сеп}$ — действительный теплоперепад пара в турбине до его состояния перед выводом в сепаратор.

Соотношение (XVIII.13) может быть представлено в виде

$$W_i = D_0 \left(\alpha_k H_{ik} + \sum_{j=1}^n \alpha_j H_{i, j} + \sum_{j=1}^m \alpha_{пр j} H_{i, j} + \alpha_{др. сеп} H_{i сеп} \right), \quad (\text{XVIII.14})$$

где $\alpha_k = D_k/D_0$; $\alpha_j = D_{отс j}/D_0$; $\alpha_{пр j} = D_{пр j}/D_0$; $\alpha_{др. сеп} = D_{др. сеп}/D_0$ — расходы, выраженные в долях от расхода острого пара.

Электрическая мощность генератора турбоустановки

$$W_g = W_i \eta_g \eta_{м}. \quad (\text{XVIII.15})$$

При выполнении расчетов на 1 кг острого пара полный расход пара определяется из равенств (XVIII.11) и (XVIII.15) или (XVIII.14) и (XVIII.15):

$$D_0 = W_g \left| \left(\eta_g \eta_{м} \sum_{j=1}^n \alpha_{отс j} H_{i отс j} \right) \right., \quad (\text{XVIII.16})$$

или

$$D_0 = W_g \left| \left[\left(\alpha_k H_{ik} + \sum_{j=1}^n \alpha_j H_{i, j} + \sum_{j=1}^m \alpha_{пр j} H_{i, j} + \alpha_{др. сеп} H_{i сеп} \right) \eta_g \eta_{м} \right] \right. \quad (\text{XVIII.17})$$

КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО ЗДАНИЯ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ С ВОДНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

ХІХ.1. Основные требования к компоновке главного здания

Под главным зданием или главным корпусом атомной электростанции подразумевают помещения, в которых расположены основные цехи станции — реакторный (или реакторно-парогенераторный) и машинный зал. В этом же здании могут размещаться вентиляционный центр и некоторые другие отделения. Взаимное расположение оборудования и строительных конструкций называется *компоновкой*. На АЭС она должна быть подчинена прежде всего основному гигиеническому принципу деления по зонам, рассмотренному в гл. XIV, причем прямое сообщение между зонами строгого и свободного режимов не допускается.

Помещения зоны строгого режима в свою очередь подразделяют на необслуживаемые (пребывание людей во время работы реактора невозможно) и полуслуживаемые (разрешается периодическое пребывание людей во время работы реактора). Компоновка главного здания должна предусматривать вход в помещения зоны строгого режима только через санпропускник. Для прохода после останова реактора из полуслуживаемых помещений в необслуживаемые имеется санитарный шлюз. Для доставки материалов, оборудования, приборов и инструментов в зону строгого режима предусматривают отдельные входы и транспортные въезды. Компоновка главного здания может быть закрытой (все оборудование находится внутри помещений), открытой и полукрытой (все или часть оборудования размещается на открытом воздухе). Для АЭС с водным теплоносителем применяют только закрытую компоновку, причем возможны два решения: разомкнутая или сомкнутая компоновка главных цехов.

При разомкнутой компоновке паротурбинный цех располагают в отдельном здании, соединенном переходом с той частью главного корпуса, в которой находятся реакторы и парогенераторы. При этом удлиняются соединительные трубопроводы между цехами и увеличивается кубатура главного корпуса, а также его стоимость. Разомкнутую компоновку применяют для атомной электростанции обычно при сооружении специальной защитной оболочки для всего реакторного зала. В отсутствие такой защиты компоновка, как правило, сомкнутая, т. е. оборудование размещают в одном здании или, вернее, в двух его частях, примыкающих друг к другу по всей высоте или непосредственно, или через некоторое промежуточное помещение. В обоих случаях строительные конструкции решают как для единого здания, причем промежуточное помещение со стороны машинного зала может не иметь стены. Разомкнутая компоновка увеличивает общую кубатуру основных зданий, но создает большую свободу для развешивания фронта монтажных работ. Наибольшая компактность в размещении оборудования могла бы быть достигнута при размещении всего оборудования в одном неразделенном помещении, но это недопустимо даже для одноконтурных

АЭС, так как условия радиоактивности реактора и турбины и особенно условия их эксплуатации резко различны.

Каркас главного здания, воспринимающий все нагрузки от оборудования и передающий их на фундаменты, обычно выполняют в сборном железобетоне. Глубина залегания и размеры фундамента определяются свойствами грунта и нагрузками от оборудования с учетом монтажных нагрузок. Колонны каркаса здания устанавливают с шагом 6 или 12 м в продольном направлении; в поперечном расстоянии между колоннами определяется пролетом помещения. Через каждые 48—96 м предусматривают температурные швы. Для устойчивости здания в продольном направлении колонны соединяют между собой балками, в поперечном устойчивости обеспечиваются ригелями, по верху которых укладывают ребристые плиты, образующие межэтажные перекрытия. Кровельные перекрытия делают из специальных кровельных плит, уложенных по ригелям, если пролет здания не превышает 12—15 м, или по фермам, если пролет больше. Для улучшения освещенности помещений на фермах устанавливают световые фонари. Стеновое заполнение между колоннами выполняют из железобетона или армопенобетонных панелей.

Для уменьшения потребного количества строительных материалов (в особенности дефицитных), сокращения сроков строительства и удешевления строительной части станции площадь и периметр стен, а также высота и объем главного здания должны быть минимальными. Это достигается прежде всего компактным расположением оборудования, сокращающим длину всех соединительных трубопроводов и облегчающим обслуживание однотипного оборудования. *Удельная кубатура здания* ($\text{м}^3/\text{кВт}$) — один из показателей совершенства компоновки. Увеличение единичной мощности основных агрегатов станции способствует снижению этой величины, как это видно, например, из рис. XIX.1.

К началу выполнения основных монтажных работ строительные работы должны быть сделаны в максимальном объеме.

Одновременно со строительством монтируют оборудование, требующее больших монтажных проемов, — кольцевой бак, корпус аппарата, парогенераторы, опоры ГЦН, компенсатор объема, мостовые краны и др. Для монтажа мелкого оборудования, не проходящего в люки и двери, в строительных конструкциях предусматривают временные монтажные проемы.

Выбор типа главного здания и компоновка оборудования как в главном здании в целом, так и в пределах каждого из его основных цехов оказывают большое влияние на надежность и экономичность работы электростанции, на удобства эксплуатации, условия труда персонала, а также позволяют полностью механизировать и автоматизировать производственные процессы. Компоновка оборудования в главном здании АЭС должна предусматривать и обеспечивать:

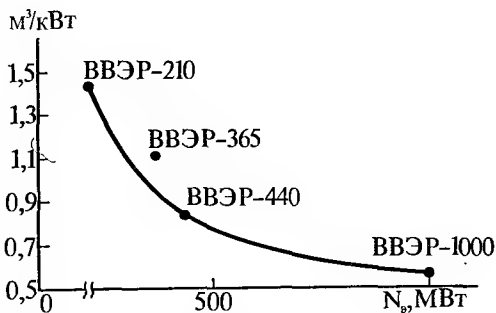


Рис. XIX.1. Удельная кубатура зданий основного назначения в зависимости от мощности реактора (по данным блоков Нововоронежской АЭС)

1) надежную, безаварийную и безопасную эксплуатацию оборудования и выполнение специальных санитарных норм проектирования и эксплуатации АЭС;

2) удобство эксплуатации с наименьшим числом эксплуатационного персонала;

3) возможность проведения ремонтных работ в короткие сроки с высоким качеством;

4) удобство монтажа оборудования и механизацию всех основных работ;

5) наиболее целесообразную связь между цехами главного здания и главного здания с другими объектами станции, а также с подъездными путями. Удовлетворение большей части этих требований наилучшим образом обеспечивается при соблюдении для компоновки оборудования логической последовательности технологической схемы станции. При этом однотипные элементы располагают симметрично, что обеспечивает легкость ориентации и обучения эксплуатационного персонала, правильность его действий, особенно в аварийной обстановке. Взаимное размещение связанных между собой устройств и оборудования должно устранять возможность нарушения технологического процесса.

Особое значение при компоновках приобретает доступность оборудования и относящихся к нему коммуникаций для ремонта, с чем связано также продуманное размещение проходов, лестниц, площадок и подъемно-транспортных устройств. Для монтажа и ремонта оборудования устанавливают грузоподъемные механизмы (мостовые краны, электротали и др.). В машинный зал и реакторный цех вводят железнодорожный путь широкой колеи для транспорта тяжелых частей оборудования. В главном здании предусматривают грузовые и пассажирские лифты для подъема на верхние этажи, а также необходимые емкости и соответствующие запасы питательной воды, конденсата и т. д. для надежности технологического процесса электростанции.

Важным объектом, располагаемым в главном здании, является блочный щит управления. Размещение на нем оборудования, наглядных схем станции в целом и ее основных установок, организация рабочих мест и их освещенность должны обеспечивать четкое и легкое управление технологическим процессом станции. Если существует так называемая деаэрационная этажерка (промежуточное помещение между реакторным и паротурбинным цехами, в верхней части которого установлен деаэрактор), то щит управления удобно устанавливать на одном из этажей этого помещения. На других его этажах располагают распределительные устройства собственных нужд и другие вспомогательные службы. Возможна компоновка и без деаэрационной этажерки с размещением деаэратора непосредственно в машинном зале.

В непосредственной близости к обслуживаемым агрегатам должна быть обеспечена допустимая (невысокая) температура воздуха. Это необходимо учитывать при компоновке и особенно при трассировке паропроводов.

При расширении АЭС целесообразно сохранять для расширяемой части принципиально такую же компоновку, как и для первой очереди, так как эксплуатация однотипного оборудования проще и потому надежнее. Однако сохранение тех же решений, что и для первой очереди, целесообразно только в том случае, если основное оборудование используется не только того же типа, но и той же единичной мощности, что не всегда имеет место. Так на Нововоронежской АЭС для всех очередей установлены реакторы типа ВВЭР, но мощности их различаются — от 210 МВт до 1000 МВт (табл. X.1). То же относится и к парогенераторам (табл. XI.1).

ХІХ.2. Компонировка машинного зала

Оборудование турбинного цеха размещают на двух уровнях: наверху — обычно турбину, генератор и возбудитель, внизу — конденсаторы, циркуляционные и конденсатные насосы, регенеративные и прочие подогреватели. Вокруг турбогенераторов создают металлические площадки обслуживания, соединенные между собой общей площадкой вдоль всего машинного зала для перехода от турбины к турбине. В конце машинного зала оставляют монтажный проем, позволяющий вести ремонтные и монтажные работы внизу (на уровне отметки земли). Такая «островная» компоновка турбогенераторов удобна также и тем, что конденсационное и вспомогательное оборудование может обслуживаться тем же краном, что и турбогенераторы. Для монтажа и ремонта турбогенераторов машинный зал должен быть оборудован одним или двумя мостовыми кранами с грузоподъемностью, соответствующей весу статора генератора или самой тяжелой части турбины, поднимаемой при ремонте, если монтаж статора генератора производится специальным приспособлением.

Машинный зал может быть с продольным или поперечным расположением турбин относительно его длины (рис. ХІХ.2). Продольное расположение выполняют только «цугом», т. е. один турбогенератор за другим. Встречное продольное расположение турбин, т. е. размещение с регулируемыми органами обращенными друг к другу, не применяют, так как вспомогательные устройства каждой двух турбин при этом будут иметь зеркальное, а не одинаковое расположение, что может вызвать ошибки эксплуатационного персонала.

Основные размеры машинного зала — высота, длина и пролет (ширина). Длина и пролет зависят от числа и мощности турбин. Для одних и тех же исходных условий при продольном размещении турбин длина машинного зала больше, а величина пролета меньше, чем при поперечном расположении. Уменьшение пролета упрощает строительные конструкции, уменьшает вес и размеры мостового крана, улучшает освещенность. Однако при поперечном размещении сокращается длина паропроводов из реакторного (или реакторно-парогенераторного) цеха к головному цилиндру турбины. Расположение паровпуска в сторону реакторного зала, а генератора в сторону фасадной стены машинного зала обеспечивает удобство вывода токопроводов к повышающим трансформаторам.

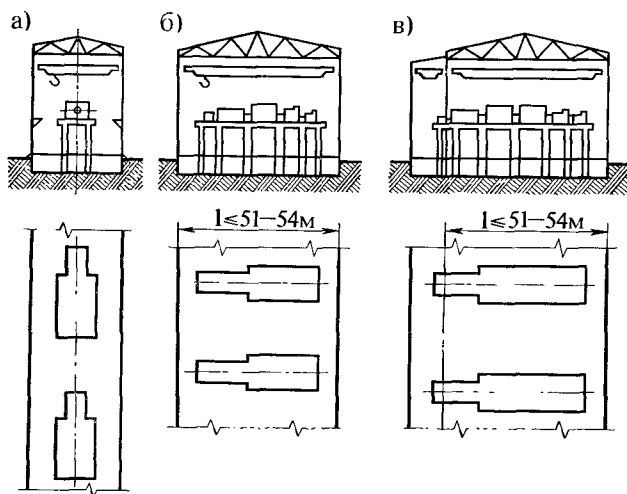


Рис. ХІХ.2. Эскизы машинного зала при продольном (а) и поперечном расположении турбин для однопролетного (б) и двухпролетного (в) залов

Современные строительные конструкции электростанции и особенно конструкции мостовых кранов позволяют делать максимальный пролет машинного зала 51—54 м. Возможно создание двухпролетной конструкции (см. рис. XIX, 2, в). В этом случае общий пролет машинного зала может быть больше 54 м. При этом полоса шириной около 6 м вдоль ряда колонн не попадает под крюки мостовых кранов, и в этом месте усложняется обслуживание оборудования. Поэтому такие решения могут рассматриваться лишь как вынужденные, например при расширении действующих станций более крупными агрегатами. При определении пролета машинного зала необходимо считаться с наличием соответствующих грузоподъемных устройств. Это особенно важно для турбин насыщенного пара ввиду значительного веса их роторов и статоров.

Для турбин на насыщенном паре продольное расположение, как правило, предпочтительнее. При определении величины пролета машинного зала с продольно расположенными турбинами не следует стремиться к предельному уменьшению пролета, так как это вызовет увеличение продольных размеров зала. Желательно, чтобы длина машинного зала была близка к длине реакторного отделения. При определении величины пролета необходимо учитывать площади для расположения оборудования, проходы для обслуживания, габариты выема трубок конденсатора и выкатки газоохладителей генераторов из-под его фундамента, габариты выема ротора генератора и др. Пролет машинного зала при поперечном расположении турбин стремятся по возможности уменьшить, особенно для мощных турбин. Расстояние между турбинами определяется необходимой площадью зала, так же как и для продольной компоновки.

Верхний этаж машинного зала называют обычно *турбогенераторным*, нижний — *конденсационным*, так как в основном он занимается конденсаторами. В связи с необходимостью температурных расширений выхлопного патрубка турбины, соединенного с корпусом конденсатора, последний опирается обычно на пружинные опоры (рис. XIX.3). Корпус конденсатора, установленный на пружинах, в процессе монтажа путем подворачивания болтов 2 подводится к выхлопному патрубку турбины и приваривается к нему. Затем монтируют установочные планки. В работе при расширении выхлопного патрубка корпус конденсатора опускается и сжимает пружину. Пружинную опору конденсатора рассчитывают на восприятие его веса без воды, вес которой нагружает выхлопной патрубок турбины. Возможно и иное решение опор (см. гл. VII).

Для одноконтурных станций нижняя (водяная) часть конденсатора закрывается биологической защитой. Пол конденсационного помещения находится на уровне планировки земли. Заглубление допускается только при достаточном обосновании. В конденсационном помещении располагают все регенеративные и сетевые подогреватели с приданными им циркуляционными, конденсатными и питательными насосами.

В верхней части конденсационного помещения, непосредственно под площадками турбогенераторов, прокладывают основные паропроводы, подводящие острый пар к турбине. Это особенно важно для защиты эксплуатационного персонала на одноконтурных АЭС с радиоактивным паром. Компоновка вспомогательного оборудования (взаимное расположение питательных насосов и подогревателей высокого давления, распределительных паровых коробок и паровпускных органов турбины, подогревателей низкого давления по отношению к фланцам патрубков отбора пара из турбины и других агрегатов) делается с учетом удобства трассировки и компенсирующей способности соединительных трубопроводов.

Оборудование, связанное с внешними выходами (циркуляционные насосы, подогреватели и насосы сетевой воды и т. п.), устанавливают у наружной

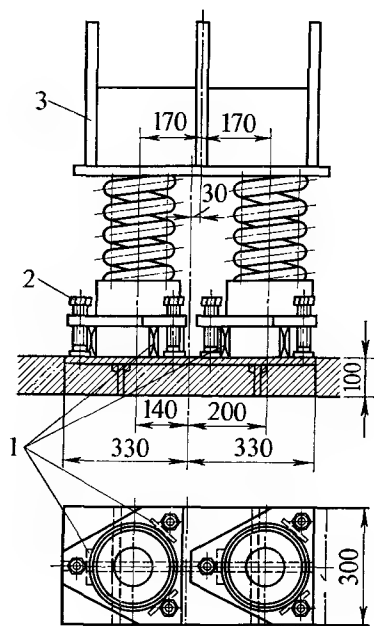


Рис. XIX.3. Пружинная опора конденсаторов:
 1 — установочные планки;
 2 — отжимные болты;
 3 — опорная лапа, приваренная к корпусу конденсатора

стены машинного зала. Размещение подогревателей регенеративной системы зависит от расположения турбогенераторной установки. При продольной компоновке турбогенераторов регенеративные подогреватели и питательные насосы размещают в одну линию у внутренней стены машинного зала, при поперечной — вспомогательное оборудование размещают между фундаментами турбогенераторов и ПВД ближе к внутренней стене.

Для обслуживания вспомогательного оборудования, расположенного в конденсационном помещении, используют общий кран машинного зала, причем снимают соответствующие металлические площадки у турбогенераторов. Через конденсационное отделение проходит также фундамент турбогенератора. Высота его (отметка площадки обслуживания вокруг турбогенератора) определяется в основном размерами конденсатора: в зависимости от мощности турбогенераторной установки она составляет 7—12 м. Для облегчения обслуживания оборудования мостовым краном здание машинного зала выполняют без дополнительных промежуточных перекрытий. Высота установки мостового крана, а следовательно, и высота всего машинного зала определяются возможностью транспортировки оборудования на монтажную площадку, а также требуемым пространством для выемки трубок вертикальных теплообменных аппаратов.

Верхний и нижний этажи машинного зала соединяют системой металлических лестниц, располагаемых у каждой турбины. В турбогенераторном помещении со стороны паровой турбины для ее обслуживания размещают рабочую площадку с тепловыми щитами и пультами управления турбогенератора, приводами основной арматуры трубопроводов установки и некоторыми вспомогательными устройствами (парорезекторная установка и др.). Со стороны электрического генератора оставляют свободное место для электрических выводов генератора, выемки его ротора и установки газового охлаждения.

Вокруг турбогенератора должно быть достаточно свободного места для удобства обслуживания агрегата и прохода персонала. Монтажную пло-

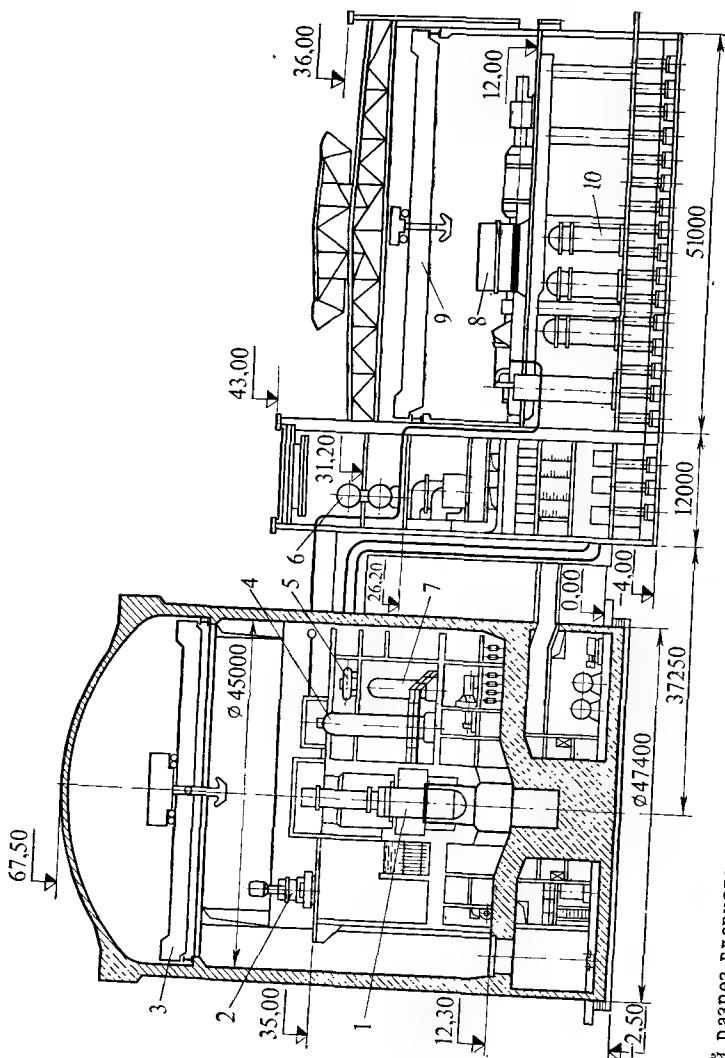


Рис. XIX.4. Поперечный разрез главного корпуса с реактором ВВЭР-1000:

1 — реактор;
2 — машина для перегрузки кассет;
3 — кран реакторного отделения;
4 — компенсатор объема;

5 — барботер;
6 — деаэрагор;
7 — емкость безопасности;
8 — турбоагрегат;

9 — кран турбинного отделения (150/25 т);
10 — регенеративные подогреватели турбины

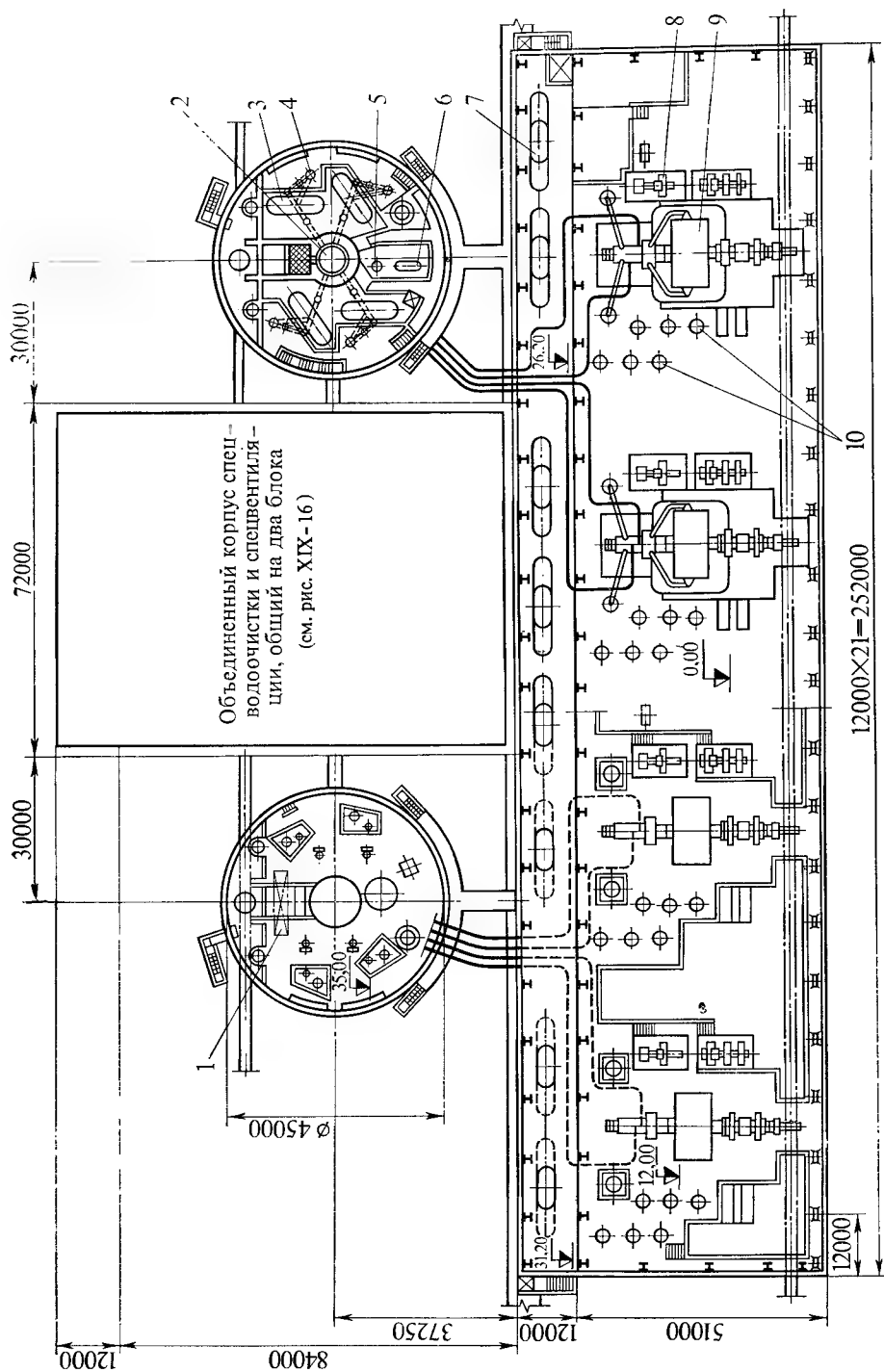


Рис. XIX.5. План главного корпуса АЭС с двумя реакторами ВВЭР-1000:

- 1 — машина для перегрузки кассет;
2 — реактор;
3 — парогенератор;
4 — главный циркуляционный насос;
5 — компенсатор объема;
6 — барботер;
7 — деаэрагор;
8 — питательный насос;
9 — турбоагрегат;
10 — регенеративные подогреватели

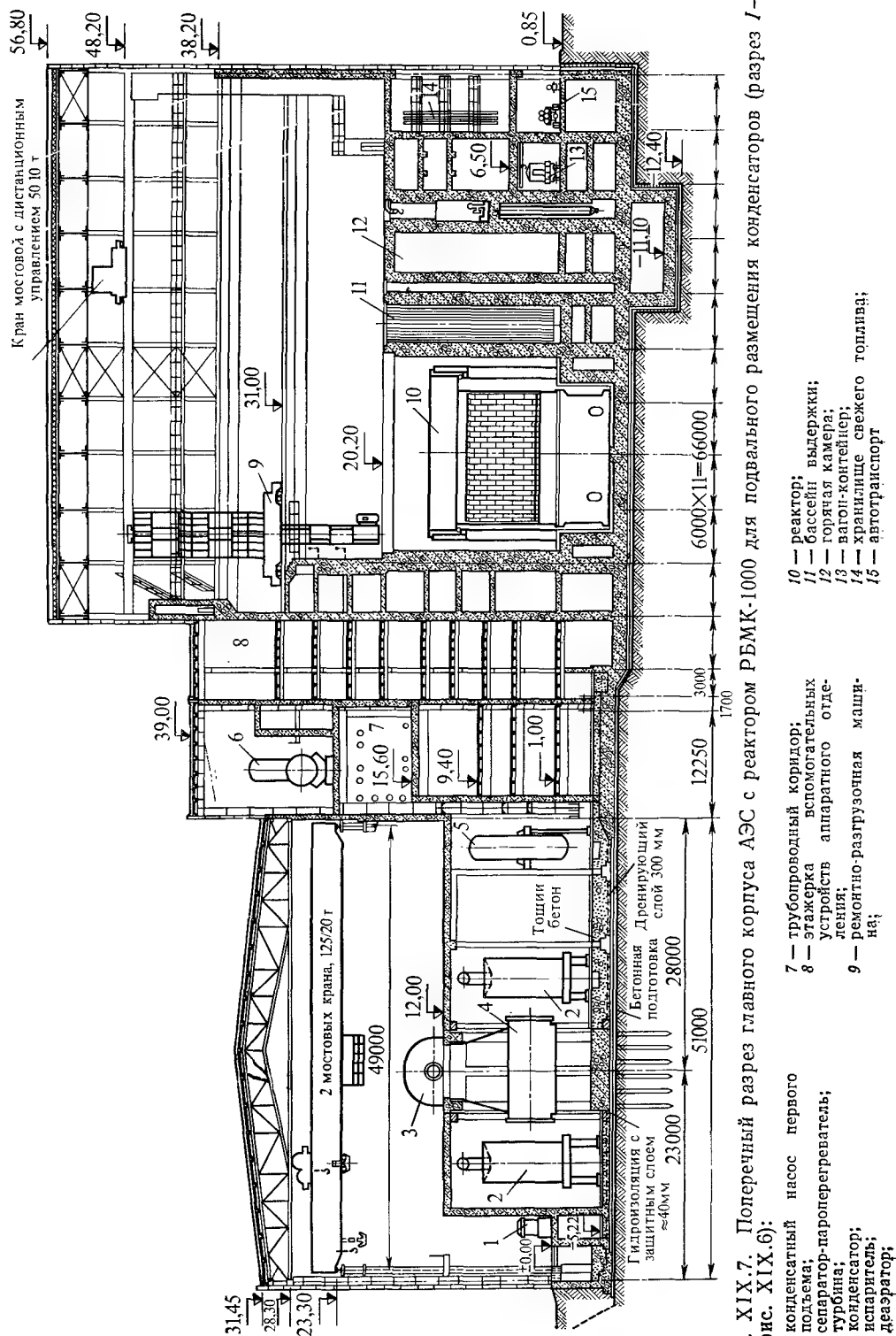
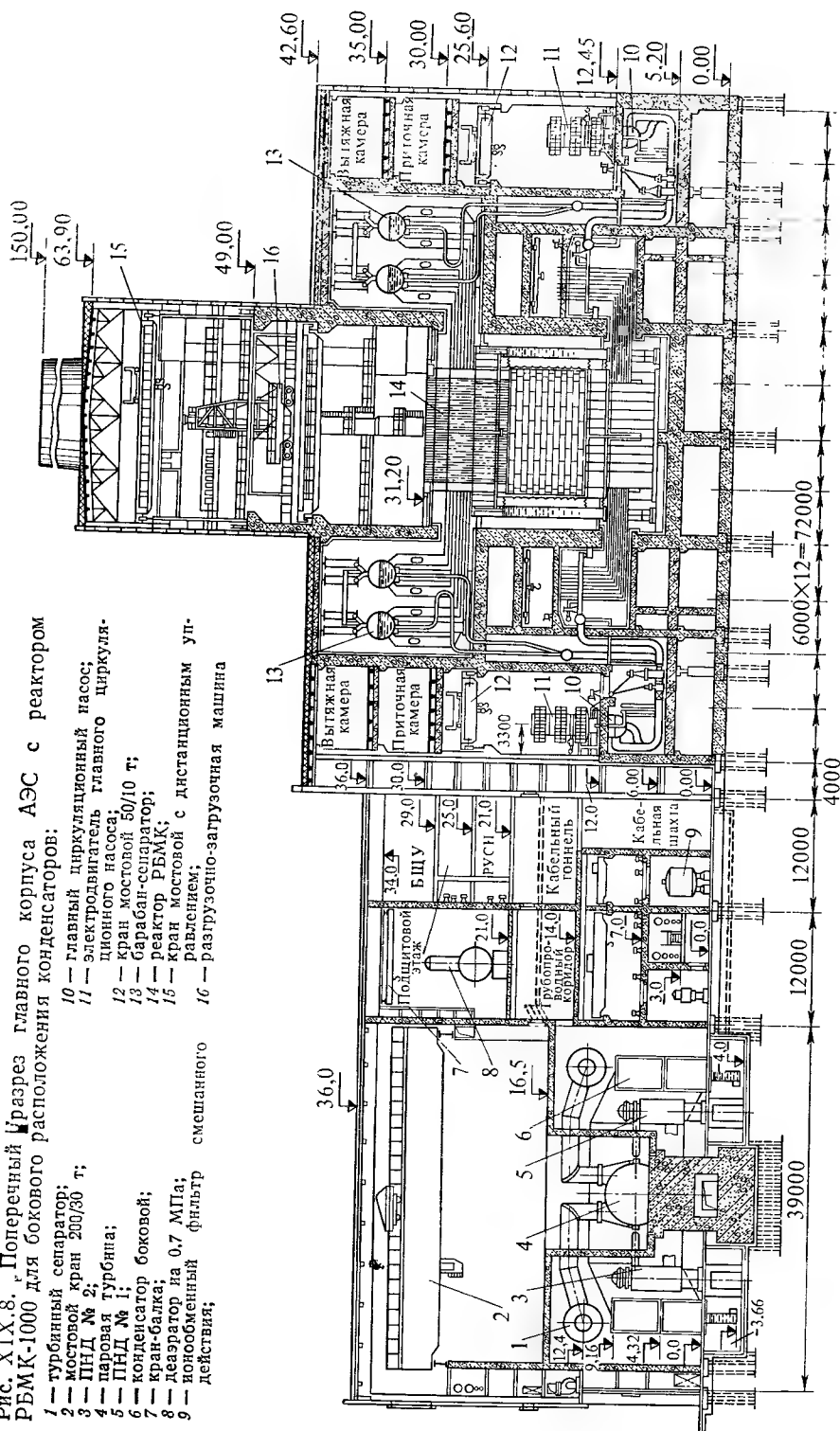


Рис. XIX.7. Поперечный разрез главного корпуса АЭС с реактором РБМК-1000 для подвального размещения конденсаторов (разрез I—I по рис. XIX.6):

- | | | |
|---|---|---------------------------------|
| 1 — конденсатный насос первого подъяма; | 7 — трубопроводный коридор; | 10 — реактор; |
| 2 — сепаратор-пароперегреватель; | 8 — этажерка вспомогательных устройств аппаратного отделения; | 11 — бассейн выдержки; |
| 3 — турбина; | 9 — ремонтно-разгрузочная машина; | 12 — горячая камера; |
| 4 — конденсатор; | | 13 — вагон-контейнер; |
| 5 — испаритель; | | 14 — хранилище свежего топлива; |
| 6 — деаэрактор; | | 15 — автотранспорт |

Рис. XIX.8. Поперечный разрез главного корпуса АЭС с реактором РБМК-1000 для бокового расположения конденсаторов:

- 1 — турбинный сепаратор;
- 2 — мостовой кран 200/30 т;
- 3 — ПНД № 2;
- 4 — паровая турбина;
- 5 — ПНД № 1;
- 6 — конденсатор боковой;
- 7 — кран-балка;
- 8 — деаэратор на 0,7 МПа;
- 9 — монообменный фильтр действия;
- 10 — главный циркуляционный насос;
- 11 — электродвигатель главного циркуляционного насоса;
- 12 — кран мостовой 50/10 т;
- 13 — барабан-сепаратор;
- 14 — реактор РБМК;
- 15 — кран мостовой с дистанционным управлением;
- 16 — разгрузочно-загрузочная машина



шадку, как правило, размещают у временной торцевой стены машинного зала для облегчения эксплуатации действующих агрегатов, при монтаже новых и удобства подвода железнодорожного пути со стороны незастроенной части станции. Если в машинном зале устанавливают несколько турбогенераторов, то кроме основной площадки в конце машинного зала между некоторыми турбинами могут быть дополнительные монтажные площадки меньших размеров.

Протяженность машинного зала определяется длиной турбогенераторов, необходимым расстоянием между соседними агрегатами и от крайних турбогенераторов до торцовых стен машинного зала. Строительные конструкции выполняют в виде продольных рядов колонн, сооружаемых вдоль внутренней и наружной (фасадной) стен, несущих верхнее перекрытие и подкрановые конструкции. Каждый ряд колонн имеет свою порядковую нумерацию, а сам ряд — буквенное обозначение А, Б, В и т. д. При поперечной компоновке ось турбоагрегата совмещают с серединой между осями колонн. Это позволяет помещать фундамент турбины между фундаментами колонн здания, что уменьшает длину пролета. При продольной компоновке турбину располагают так, чтобы границы реакторного отделения и машинного зала увязывались между собой. Расстояние между сходственными элементами двух соседних турбин называют *шириной ячейки*. Она должна быть кратной продольному шагу колонн. Ширина ячейки зависит от мощности турбины; для турбины К-500-60/1500 при поперечном расположении машин она составляет, например, 60 м.

Основные требования и положения по компоновке машинного зала для турбин мощностью 500 МВт показаны на рис. XIX.4 и XIX.5 (поперечное расположение турбин) и на рис. XIX.6 и XIX.7, когда поперечное расположение турбин невозможно, так как длина турбины К-500-65/3000 больше, чем турбины К-500-60/1500 (см. табл. XII.2). Большая протяженность машинного зала при продольном расположении турбин (см. рис. XIX.6) отвечает и большей протяженности реакторного цеха, к которому примыкает машинный зал (канальные реакторы менее компактны). Меньшая протяженность машинного зала при поперечном расположении турбин (см. рис. XIX.5) соответствует большей компактности реакторно-парогенераторного цеха, характерной для реакторов с водой под давлением. В обоих случаях пролет получается одинаковым — 51 м. При меньших мощностях турбин используют только продольное расположение, позволяющее уменьшить пролет машинного зала. Такое решение принято, например, для турбин К-220-44 для АЭС с ВВЭР-440; пролет при этом составляет 39 м.

Турбины К-220-44 и К-500-60/1500 работают на нерадиоактивном паре, что позволяет свободнее решать вопросы, связанные с компоновкой оборудования. Турбина К-500-65/3000 работает на радиоактивном паре. Корпус турбины является достаточной биологической защитой для условий периодического кратковременного обслуживания. Однако остальное оборудование турбинной установки (сепараторы, промежуточные перегреватели, регенеративные подогреватели и др.), а также основные трубопроводы не имеют достаточной защиты. Поэтому это оборудование располагают ниже отметки обслуживания за бетонной защитой (см. рис. XIX.7).

На рис. XIX.8 представлен вариант компоновки главного корпуса одноконтурной АЭС при боковом расположении конденсаторов. Сопоставление рис. XIX.7 с рис. XIX.8 показывает, что для одноконтурных АЭС такое решение неприемлемо как по компоновочным соображениям, так и по условиям обслуживания.

Для одноконтурной АЭС все вспомогательное оборудование расположено за бетонной защитой (см. рис. XIX.7 и XIX.8). Здесь температура воздуха может достигать до 70° С. Центральная зона установки и обслуживания тур-

бины находится вне защиты на отметке 12 м; температура воздуха в этой части машинного зала должна быть в пределах 25—30° С.

XIX.3. Назначение и конструкции защитных оболочек реакторного и реакторно-парогенераторного цехов

Требования компактности размещения оборудования и максимального сокращения длины трубопроводов в наибольшей степени относятся к реакторному и реакторно-парогенераторному цехам в связи с высокой радиоактивностью теплоносителя. Компоновка реакторно-парогенераторного цеха и строительное решение главного здания станции зависят прежде всего от возможности защиты от аварий, максимальной локализации их последствий и недопущения распространения радиоактивности не только за пределы станции, но и в другие цехи.

Стремление к достижению максимальной безопасности работы и недостаточная изученность многих вопросов эксплуатации АЭС привели к применению защитных оболочек для всего реакторного контура. Так, на рис. XIX.9 показана компоновка первой очереди Дрезденской одноконтурной атомной станции (США) мощностью 180 МВт. Все оборудование реакторного контура (реактор, циркуляционные петли теплоносителя, циркуляционные насосы и парогенераторы) заключено в сферическую металлическую оболочку диаметром 58 м. Радиоактивность всего остального оборудования незначительна, поэтому оно расположено вне сферы, но с биологической защитой конденсатора, регенеративных подогревателей и других элементов станции, имеющих паровой и водяной объемы. Расположение турбины поперечное; из рисунка хорошо видно, что при этом длина трубопроводов острого пара наименьшая, что особенно важно для одноконтурной станции с радиоактивным паром. Объем металлической сферы должен быть достаточным для размещения в ней оборудования реакторного контура. Но так как назначение ее — локализация такой серьезной аварии, как, например, опорожнение одной из циркуляционных петель в результате разрушения в одном из ее элементов с соответствующим парообразованием в объеме сферы, то давление в ней повышенное. Чем меньше объем сферы, тем на более высокое давление она должна быть рассчитана и тем большей будет толщина ее стенки.

Применение сферической защитной оболочки — дорогое решение, поэтому возможное повышение давления внутри нее принято всего до 0,32 МПа, но и это вызывает увеличение объема по сравнению с минимально необходимым для размещения оборудования. Наличие защитной металлической оболочки не снимает необходимости биологической защиты (главным образом в бетоне) оборудования реакторного контура и дополнительных мер локализации аварии. Одно из устройств показано на рис. XIX.10. Из помещения реакторного цеха трубы большого диаметра опущены под уровень воды в специальных емкостях, размещенных в здании реакторной установки. При любых аварийных протечках и парообразовании воды в помещении реакторного цеха пар тут же будет поступать в водяные емкости и конденсироваться в них, что исключает сколько-нибудь существенное повышение давления в помещении реакторного цеха.

Компактность размещения оборудования всегда имела большое значение. Особенно велика ее роль, когда все оборудование первого контура двухконтурных АЭС или реакторного контура одноконтурных АЭС размещают в защитной оболочке (рис. XIX.11). Из рисунка видно, что конденсационные камеры расположены вокруг реактора. Стальная сфера имеет двойные стенки, в зазоре между ними нормально поддерживается небольшое разре-

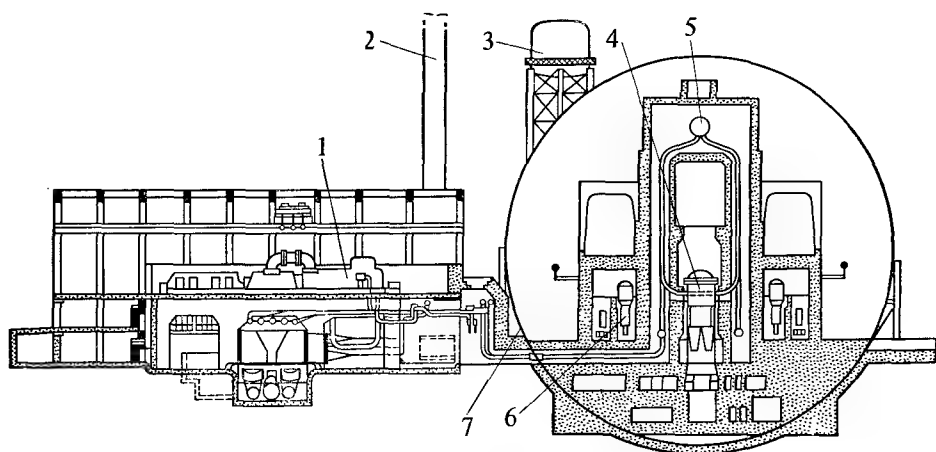


Рис. XIX.9. Вертикальный разрез по защитной оболочке и зданию турбогенератора первой очереди Дрезденской одноконтурной АЭС (США):

- | | |
|---|------------------------------|
| 1 — турбогенератор; | 5 — сепаратор пара реактора; |
| 2 — вентиляционная труба; | 6 — парогенератор; |
| 3 — бак для воды аварийного охлаждения; | 7 — защитная оболочка |
| 4 — корпус реактора; | |

жение, которое служит для контроля газообразных утечек. Выравнивание давления до атмосферного требует не менее 100 дней аварийных утечек. Стальная сфера закрыта дополнительной бетонной защитой от возможных случайных ударов. На рис. XIX.12 приведено современное решение защитной оболочки для реакторно-парогенераторного оборудования двухконтурной АЭС с реактором, охлаждаемым водой под давлением (ФРГ).

Так как в реакторных контурах обязательно предусматривают мероприятия по надежному аварийному охлаждению активной зоны (см. гл. X), то применение защитных оболочек нередко считают «перестраховкой». Однако при значительном развитии атомной энергетики и неизбежном расположении АЭС в районах крупных населенных пунктов с развитой промышленностью вопросы предотвращения попадания радиоактивности в окружающую среду приобретают все большее значение. В связи с этим для АЭС с ВВЭР-1000 предусмотрена защитная оболочка. На рис. XIX.4 видно, что она представляет собой железобетонный цилиндр диаметром 45 м. Изнутри железобетон покрыт стальной обшивкой.

Атомные электростанции с реактором ВВЭР-440 строят в двух вариантах —

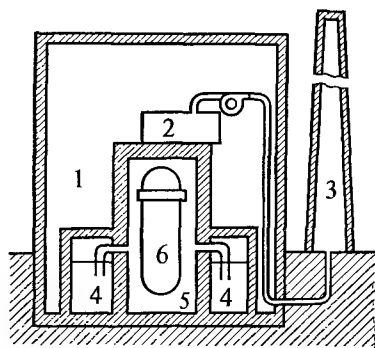


Рис. XIX.10. Барботажные устройства для защиты реакторного помещения от повышения давления при авариях:

- | |
|----------------------------------|
| 1 — здание реакторной установки; |
| 2 и 3 — система вентиляции; |
| 4 — емкости, заполненные водой; |
| 5 — реакторный зал; |
| 6 — реактор |

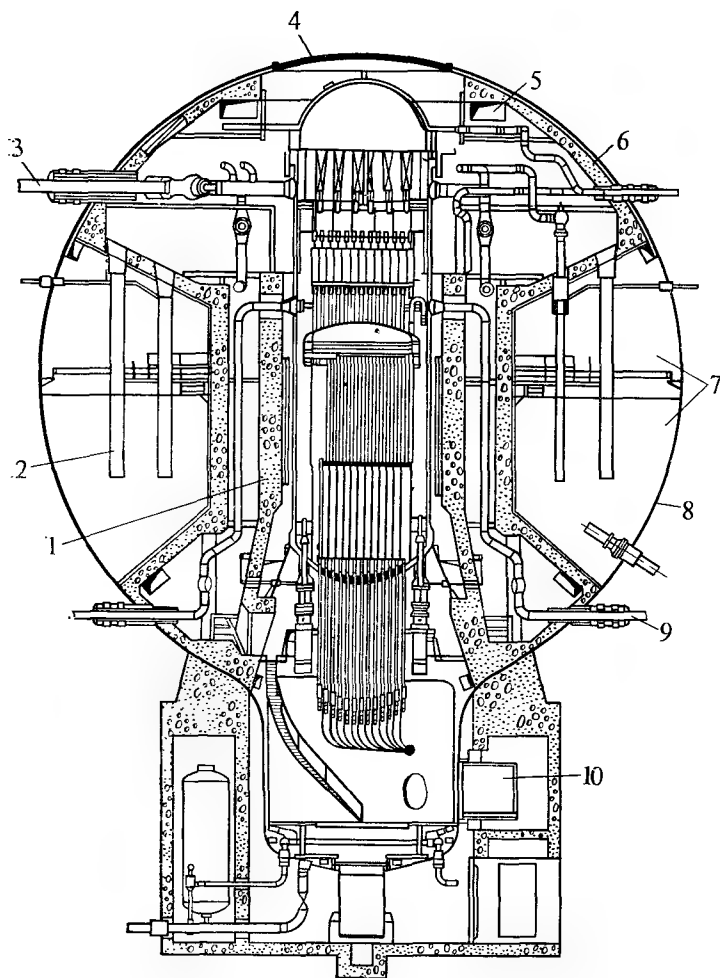


Рис. XIX.11. Размещение технологического и защитного оборудования одноконтурной АЭС электрической мощностью 600 МВт в сферической оболочке (ФРГ):

- | | |
|---------------------------|--------------------------------|
| 1 — биологическая защита; | 6 — бетонная защита от ударов; |
| 2 — конденсатные трубы; | 7 — конденсационные камеры; |
| 3 — паропровод; | 8 — защитная сфера; |
| 4 — люк для перегрузки; | 9 — линия питательной воды; |
| 5 — вентиляция; | 10 — шлюз для обслуживания |

без защитной оболочки и с защитной оболочкой. Одноконтурные АЭС с каналными реакторами РБМК-1000 не имеют единой биологической защиты, так как ее размеры были бы существенно больше, чем у корпусных реакторов той же мощности. Из рис. XIX.8 видно, что вместо единой биологической защиты, как для ВВЭР-1000, все оборудование реакторного цеха для РБМК заключено в систему отдельных бетонных боксов.

Оболочки могут выполняться не только стальными, но и из конструкций предварительно напряженного железобетона (рис. XIX.4). Все оболочки применяют в сочетании с дополнительными устройствами, предотвращающими сколько-нибудь значительное повышение давления. Одно из таких устройств — ледяной конденсатор (рис. XIX.13). Лед имеет высокую скрытую теплоту плавления, он может быть борирован, что важно для последую-

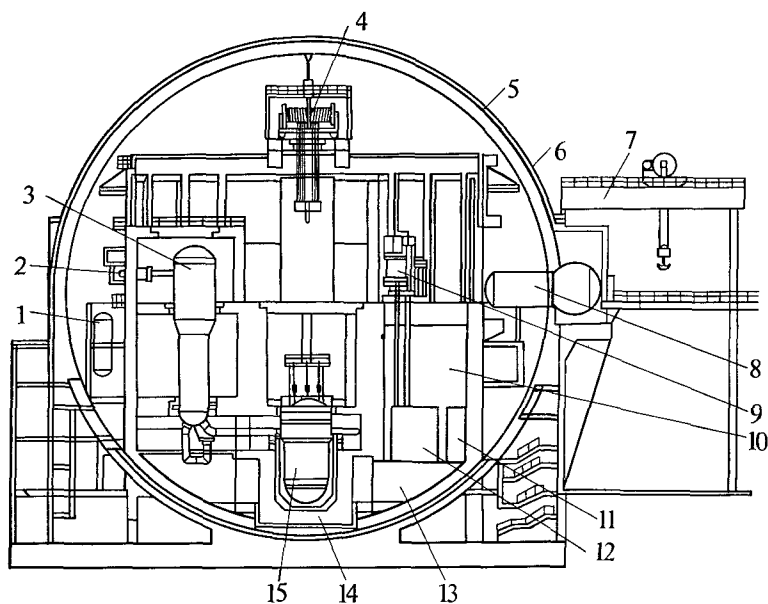


Рис. XIX.12. Расположение реакторно-парогенераторного оборудования двухконтурной АЭС в защитной оболочке (ФРГ):

- | | |
|---|--|
| 1 — аккумулирующая водяная емкость; | 9 — перегрузочная машина; |
| 2 — основной паропровод; | 10 — бассейн перегрузки и выдержки; |
| 3 — парогенератор; | 11 — хранилище свежего топлива; |
| 4 — кран, действующий внутри сферы; | 12 — гнезда для установки отработавших ТВЭЛов; |
| 5 — защитная железобетонная оболочка; | 13 — камера дренажных сбросов; |
| 6 — защитная стальная оболочка; | 14 — биологическая защита реактора; |
| 7 — круговой полноповоротный кран; | 15 — корпус реактора |
| 8 — шлюз для подачи материала и оборудования; | |

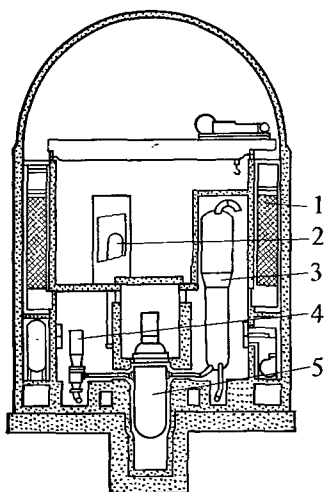


Рис. XIX.13. Оболочка с ледяным конденсатором для реактора, охлаждаемого водой под давлением:

- | |
|---------------------------|
| 1 — ледяной конденсатор; |
| 2 — компенсатор объема; |
| 3 — парогенератор; |
| 4 — циркуляционный насос; |
| 5 — реактор |

щей эксплуатации. Лед должен быть размещен в теплообменнике с проходами для воздуха и пара. Работа ледяного конденсатора заключается в следующем. Если разрывается трубопровод первого контура, то вода и освобождающийся из нее пар будут вытеснять воздух из области первого контура в ледяной конденсатор, а из него — в специальный отсек в нижней части. Пар, поступающий вслед за воздухом в ледяной конденсатор, будет конденсироваться в нем и не будет вытекать из него. По мере поступления новых порций пара все больше воздуха будет выходить в нижнюю камеру, повышая в ней давление только за счет сжатия воздуха. Обычно повышение давления составляет до 0,06 МПа сверх атмосферного. Ледяной конденсатор может работать долго (годы) и несложен в обслуживании. Холодильная система для рефрижерации воздуха расположена вне защитной оболочки. Большого распространения такая система не получила из-за значительного расхода электроэнергии и необходимости специального обслуживания.

XIX.4. Компоновка реакторного и реакторно-парогенераторного цехов

На рис. XIX.14 и XIX.15 показана компоновка реакторно-парогенераторного цеха для двухконтурной АЭС с двумя реакторами ВВЭР-440. Колонны промежуточного помещения (ряд *В* на рис. XIX.15) одновременно являются колоннами реакторно-парогенераторного цеха, располагающегося между колоннами рядов *В* и *Г*. Примыкающий к реакторно-парогенераторному цеху вентиляционный центр находится между рядами колонн *Г* и *Д*. Парогенераторы двухконтурной АЭС желательно располагать возможно ближе к реактору, чтобы сократить длину трубопроводов основного циркуляционного контура. Если ранее парогенераторы помещали в отдельных боксах (по одному для первой очереди и по два для второй очереди Нововоронежской атомной станции), то для двухконтурной АЭС с ВВЭР-440 (рис. XIX.14 и XIX.15) парогенераторы приближены непосредственно к реактору и находятся вокруг него за единой круговой биологической защитой. Таким образом, для современного этапа развития двухконтурных АЭС характерен полный отказ от самостоятельного парогенераторного цеха. На рис. XIX.14 показана подвеска парогенераторов в условиях размещения их в реакторном зале. Эта подвеска аналогична выполненной в боксах (см. рис. XIII.4). Парогенераторы могут передавать свой вес на фундамент также и через пружинные опоры типа конденсаторных (см. рис. XIX.3). Опоры и подвески рассчитывают с учетом заполнения парогенераторов водой. Основное направление в развитии АЭС характеризуется созданием блочных установок. В состав такого блока входят реактор и обслуживаемые им парогенераторы и паровые турбины. На станции сооружают два таких блока или более. При этом объединение блоков в их теплоэнергетической части нецелесообразно, так как увеличиваются длина трубопроводов и количество арматуры. Но объединение некоторых вспомогательных систем (хранилище для свежего топлива, бассейн выдержки и т.п.) безусловно полезно благодаря уменьшению кубатуры главного здания и его стоимости. На примере АЭС, показанной на рис. XIX.14 и XIX.15, удобно рассмотреть основные вопросы компоновки реакторного оборудования. Реактор расположен в шахте, значительная часть которой заглублена в землю. Шахта реактора герметично отделяет его от всего остального оборудования и является одновременно его фундаментом. Корпус реактора опирается на водяной кольцевой бак, являющийся защитой бетона от перегрева, который мог бы быть вызван нейтронным потоком. Водяной бак в свою очередь опирается на железобетонные конструкции шахты аппарата.

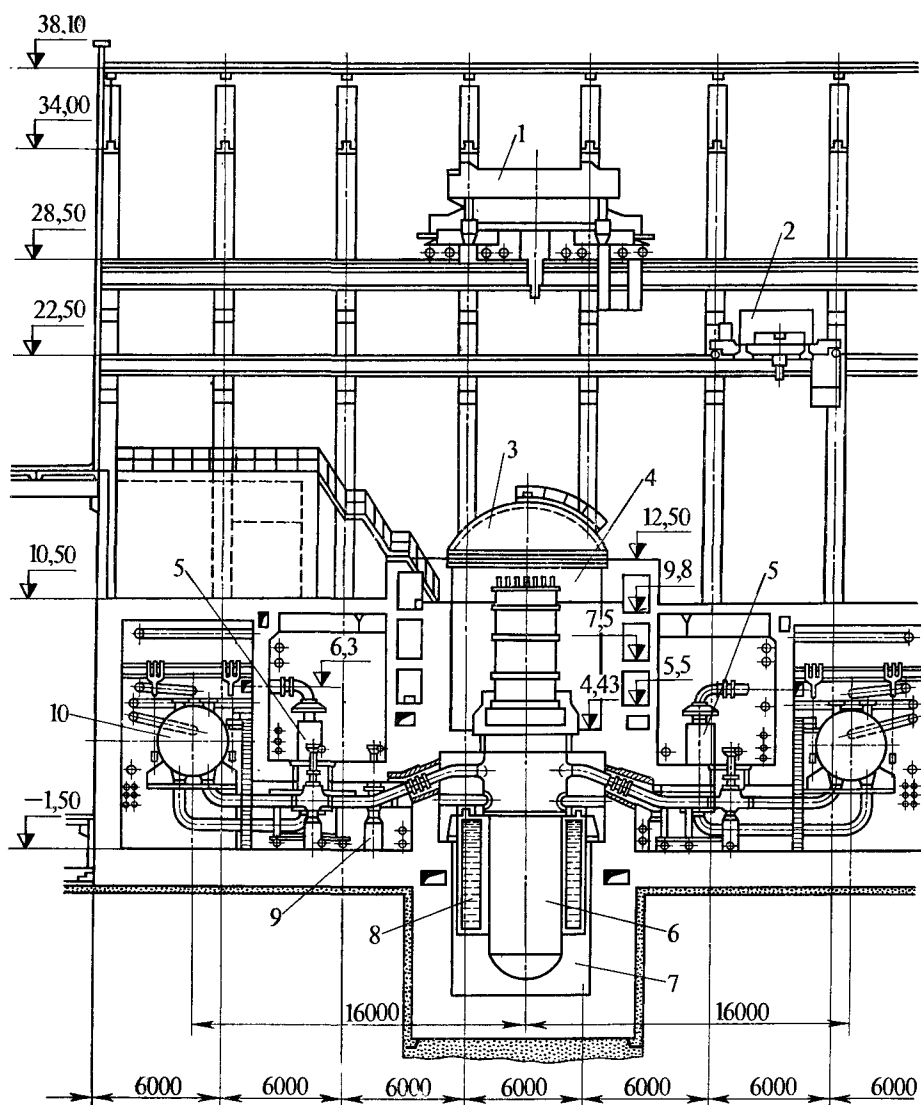


Рис. XIX.14. Продольный разрез по реакторно-парогенераторному цеху атомной электростанции с двумя водоводяными реакторами мощностью по 440 МВт:

- | | |
|--|-----------------------------------|
| 1 — мостовой кран для подъема верхнего блока с защитным цилиндром; | 5 — главный циркуляционный насос; |
| 2 — мостовой кран для вспомогательных операций; | 6 — реактор; |
| 3 — верхний колпак; | 7 — шахта реактора; |
| 4 — бассейн перегрузки; | 8 — кольцевой водяной бак; |
| | 9 — главная задвижка; |
| | 10 — парогенератор |

Между крышкой реактора и верхним сферическим защитным колпаком образуется бассейн перегрузки. В первоначальных проектах для перегрузки реакторный зал затоплялся водой до верхнего уровня в бассейне выдержки. Это вызывало большие расходы активной воды для ее переработки и способствовало ее утечке через стены реакторного зала. Организация специального небольшого бассейна перегрузки как естественного продолжения шахты реактора вверх — более рациональное решение. Вблизи него располо-

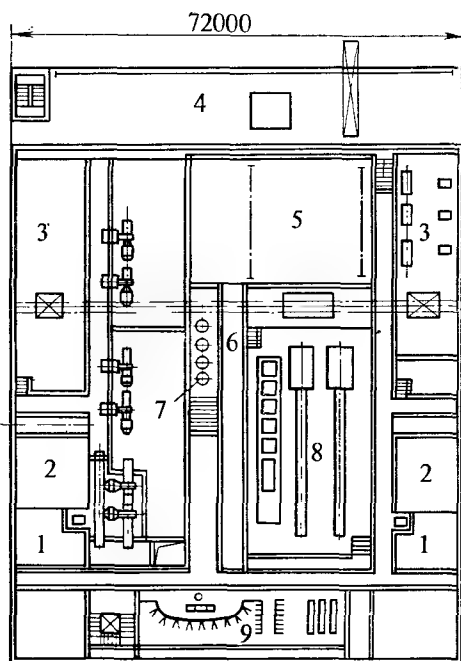


Рис. XIX.16. Объединенный корпус спецводоочистки и спецвентиляции для АЭС с двумя реакторами ВВЭР-1000:

- 1 — помещение деаэраторов подпитки;
- 2 — помещение насосов (подпиточных и расхолаживания) бассейна выдержки;
- 3 — «грязная» мастерская;
- 4 — могильник;
- 5 — аналитическая лаборатория;
- 6 — коридор обслуживания;
- 7 — баки контроля сбросов;
- 8 — склад свежего топлива и бассейн выдержки отработавшего топлива;
- 9 — щит управления

жен небольшой дополнительный бассейн для кратковременного хранения отработавших ТВЭЛов.

Для кольцевого бака и бассейна перегрузки предусмотрены системы охлаждения воды. Трубчатые поверхности, расположенные внутри кольцевого бака, непрерывно охлаждаются или водой, или воздухом. Охлаждающие настенные змеевиковые поверхности, находящиеся в стенах бассейна перегрузки, в периоды заполнения бассейна водой включаются для производства операций перегрузки. Для расположения охлаждающих поверхностей в стенах бассейна перегрузки предусмотрены свободные проемы (см. рис. XIX.14). Для монтажа, ремонта и перегрузки в реакторном зале размещают два мостовых крана. Один из них 1 (бóльшей грузоподъемности) рассчитан на подъем верхнего блока реактора с крышкой, другой 2 (меньшей грузоподъемности) — для вспомогательных операций. Условиями обеспечения подъема и транспортировки верхнего блока реактора определяется высота подкрановых путей главного крана, а тем самым и общая высота реакторного зала. Расположение парогенераторов по высоте согласуется с верхом реактора, чтобы при снятой его крышке могла продолжаться естественная циркуляция в первом контуре. При этом вверх поверхности нагрева парогенератора совпадает с верхом корпуса.

В компоновке АЭС, приведенной на рис. XIX.15, реактор и парогенератор находятся в одном помещении, представляющем в плане квадрат со сторонами 36 м. Образовавшиеся за парогенераторами углы используются: в одном из них расположена шахта ревизии, рассчитанная на размеры верхнего блока аппарата и позволяющая ремонтировать его непосредственно вблизи остановленного аппарата, в другом размещен паровой компенсатор объема. В двух углах 3 находятся входы питательных трубопроводов и выводы паропроводов, соединяющие парогенераторы с машинным залом.

Реакторный цех защищен от остальных цехов, а внутри реакторного цеха все элементы реакторного контура имеют свою самостоятельную биологическую защиту в зависимости от типа и интенсивности излучения. Наи-

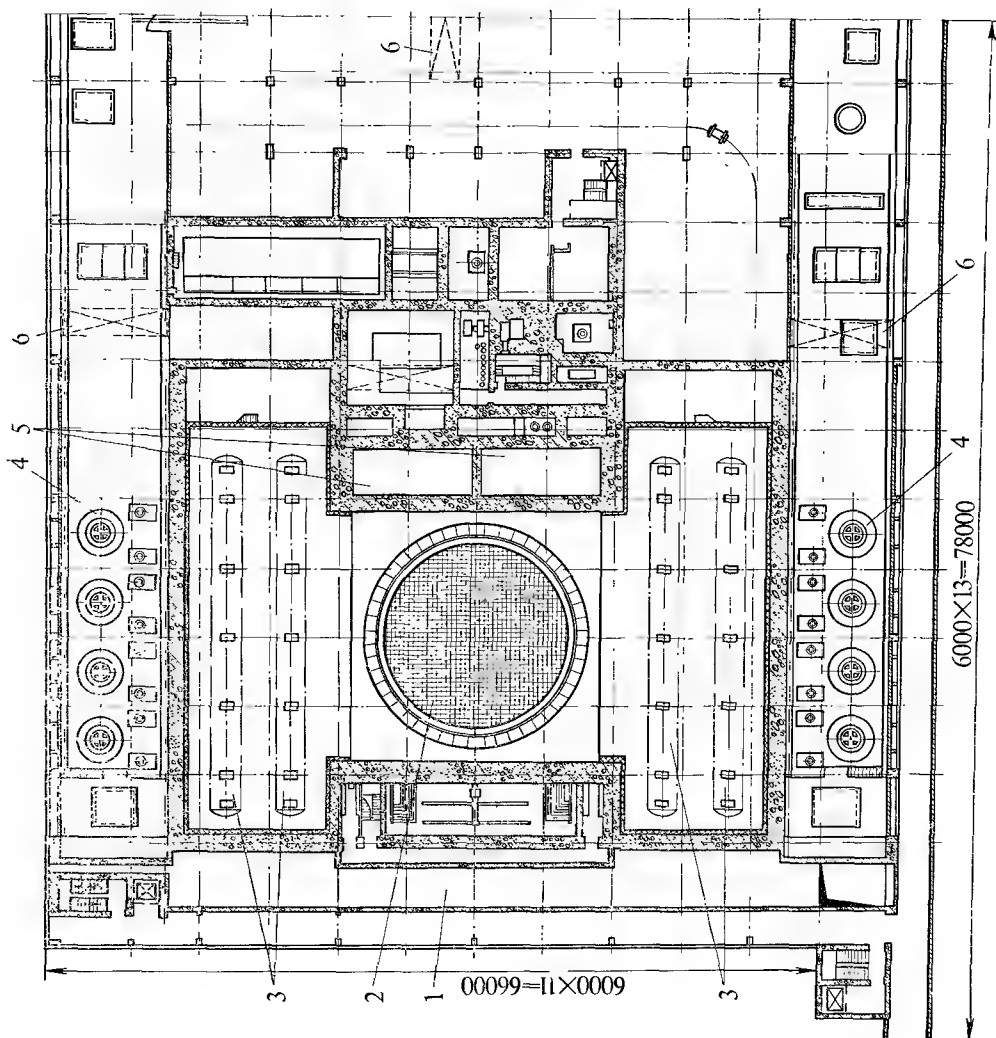


Рис. XIX.17. План компоновки (половина зала) реакторного цеха АЭС с двумя реакторами РБМК-1000 (для продольного разреза на рис. XIX.8):

- 1 — коридор трубопроводов;
- 2 — реактор РБМК;
- 3 — барабаны-сепараторы;
- 4 — двигатели ГЦН;
- 5 — бассейн выдержки;
- 6 — кран мостовой 50/10 т

большая защита создана для реактора. Защита парогенераторов и трубопроводов первого контура выполнена как единая для всей вне реакторной части первого контура. Реакторный цех включает в себя также вспомогательные устройства, связанные с перегрузкой топлива и транспортно-технологическими устройствами. В компоновке АЭС (см. рис. XIX.15) эти системы приняты едиными для обоих реакторов и размещены между ними, что также снижает стоимость оборудования. Все системы снабжены необходимой защитой. На каждой циркуляционной петле — две задвижки; их приводы, так же как и вспомогательные системы ГЦН (водяное охлаждение, вентиляция), выведены над дополнительным перекрытием, являющимся биологической защитой. Там же размещают арматуру воздушников ГЦН и парогенераторов и другую вспомогательную арматуру петли, т. е. образуется общее помещение обслуживания.

На первом и втором блоках НВАЭС главные циркуляционные насосы и главные запорные задвижки располагались в необслуживаемых помещениях — боксах, не допускающих входа персонала при работе реактора на мощности. В связи с этим отсутствовал прямой контроль за работой ГЦН, что может способствовать развитию относительно незначительного дефекта в серьезную аварию. В компоновке реакторно-парогенераторного цеха АЭС с ВВЭР-440 (см. рис. XIX.14) гидравлическая часть ГЦН опущена под железобетонное перекрытие и установлена на подвижной раме с шариковыми опорами. Там же расположена главная запорная задвижка и главные трубопроводы реакторного контура. Электродвигатель насоса и электропривод главных задвижек расположены выше железобетонного перекрытия. Это позволяет во время работы реактора осматривать верхнюю динамическую часть насоса, прослушивать работу электродвигателя, контролировать работу электроприводов главных задвижек, и, если необходимо, демонтировать для ремонта съемную часть (электродвигатель с рабочим колесом) ГЦН остановленной петли.

На рис. XIX.15 показаны узел хранения свежего топлива в дополнение к основному хранилищу, располагаемому вне реакторного зала, и некоторые другие помещения (мойки, малые мастерские и пр.), а также могильник для захоронения в нем элементов системы управления и защиты, требующих для транспортировки во внешний могильник или предварительной разрезки, или наличия контейнеров весом до 30 т.

Компоновка реакторно-парогенераторного цеха для двухконтурной АЭС с реактором ВВЭР-1000 показана на рис. XIX.4 и XIX.5. Для этой компоновки характерно наличие водяной аккумулирующей емкости (см. гл. X) и защитной оболочки, а также повышение отметок всего оборудования. Если для реактора ВВЭР-440 заглубление реакторно-парогенераторного цеха составляло 12,5 м* под уровень земли, то для реактора ВВЭР-1000 заглубление отсутствует вовсе. Это существенно ускоряет и удешевляет строительство, так как не требует рытья котлована. Кроме того, снимается влияние грунтовых вод как в период строительства, так и в эксплуатации, когда грунтовые воды могут проникать в боксы, создавая дебалансовые воды и необходимость их дезактивации. Гидроизоляция становится безнапорной, исключаются работы по дренажу основания. На рис. XIX.5 показаны два реактора ВВЭР-1000 в защитных оболочках с расположением между ними отдельного корпуса вспомогательных устройств — спецводоочистки, спецвентиляции и др. (рис. XIX.16). Вспомогательный корпус, который сооружают одновременно с первым блоком, рассчитан на оба реакторных блока.

* Для АЭС Шиппинпорт (США) заглубление еще большее — 17,5 м.

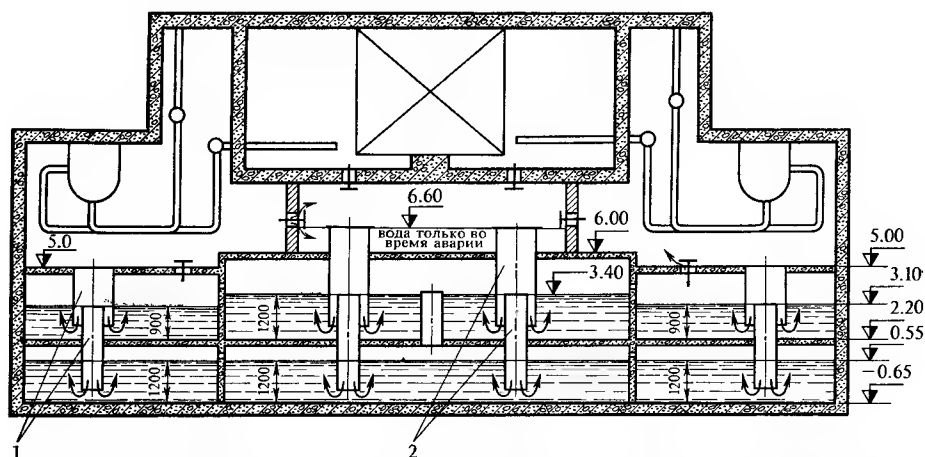


Рис. XIX.18. Компоновочная схема конденсационного устройства системы локализации аварий

Компоновка реакторного цеха для первых одноконтурных АЭС с двумя каналными реакторами РБМК-1000 показана на рис. XIX.6 и XIX.7. Для последующих станций того же типа компоновка реакторного цеха изменена, как это видно из сопоставления рис. XIX.6 и XIX.7 с рис. XIX.8 и XIX.17. Для этих АЭС отказались от заглубления реакторного цеха по тем же причинам, что и для АЭС с ВВЭР-1000. На основе опыта Белоярской АЭС вентиляционную трубу установили непосредственно на главном корпусе, разместив под ней установку подавления активности (УПАК). Это существенно сократило вентиляционные коммуникации. Реактор и бассейн выдержки на рис. XIX.17 развернуты на 90° по сравнению с компоновкой, данной рис. XIX.6. Если в прежней компоновке все вспомогательные установки располагались между двумя реакторами, то на рис. XIX.17 они компактно размещены у каждого реактора. Так, вентиляционные камеры находятся над помещением ГЦН (рис. XIX.7). Все это позволило сократить площадь, занимаемую реакторным залом.

Локализирующие системы (рис. X.17) требуют для своего размещения довольно большой площади. Целесообразно использовать для этого строительные объемы, расположенные по всей длине реакторного зала ниже отметки $\nabla 5,20$ (см. рис. XIX.8). На рис. XIX.18 приведена компоновочная схема использования этого помещения для конденсационного устройства системы локализации. Общий объем этих помещений составляет $15\,000\text{ м}^3$. В верхней части рисунка расположены части реакторного контура, а под ними — конденсационное устройство. Оно выполнено «двухэтажным», что позволило получить необходимый объем в пределах площади реакторного зала. Барботер-конденсатор оборудован системой труб 1 и 2, имеющих диаметр в верхней части 400 мм, а в нижней части — 280 мм. Общее число раздающих труб — 776 шт.

АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ С ГАЗОВЫМ И ЖИДКОМЕТАЛЛИЧЕСКИМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

XX.1. Атомные электростанции с газовым теплоносителем

Атомные электростанции с газовым теплоносителем могут работать как по двухконтурной (паротурбинные АЭС), так и по одноконтурной схеме (газотурбинные АЭС). Реакторы с газовым теплоносителем могут работать как на тепловых, так и на быстрых нейтронах.

Газовые теплоносители имеют большие преимущества: теплоноситель практически не активизируется, давление его может быть небольшим, коррозионная агрессивность невелика и не требует применения дорогих, коррозионно-стойких сталей, имеется возможность применения серийных паровых турбин, в том числе и с промежуточным перегревом. Из числа возможных газовых теплоносителей широкое применение на АЭС получила к настоящему времени только углекислота в сочетании с графитовым или тяжеловодным замедлителем, т. е. для реакторов на тепловых нейтронах. По стоимости сооружения такие атомные станции — одни из наиболее дорогих, но позволяющих использовать в качестве топлива природный уран, что важно для стран, не имеющих промышленности, обогащающей уран.

Строительство АЭС с газовым теплоносителем в Англии определялось военными целями — получением плутония. Накопив определенный опыт строительства и эксплуатации таких станций, Англия сохранила этот тип и для объектов с энергетическим назначением.

Кроме Англии такие АЭС действуют во Франции и Италии.

Все действующие АЭС с газовым теплоносителем двухконтурные. Первой такой установкой была английская АЭС Колдер-Холл (рис. XX.1). На станции установлены два реактора; каждый обслуживает четыре парогенератора и две турбины мощностью по 23 МВт. При тепловой мощности реактора, равной 180 МВт, к.п.д. станции брутто составляет 25,6%. Станция работает на перегретом паре, турбина быстроходная.

Один из больших недостатков реакторов с газовым теплоносителем — большой расход электроэнергии на перекачку газа. На атомной электростанции Колдер-Холл теплоноситель (углекислота) прокачивается через реактор газодувкой, установленной на «холодной» стороне. Температура газа на выходе из газодувки поддерживается постоянной (135°C). Производительность газодувки регулируется изменением частоты вращения ее ротора. В процессе работы возможно проникновение влаги в теплоноситель за счет перепада давления в части повышенного давления (1,48 МПа) по сравнению с давлением теплоносителя (0,7 МПа). Кроме того, в теплоносителе возможно накопление графитовой пыли и окислов железа, поэтому около 2% расхода теплоносителя отводится из напорной линии газодувки в фильтрационную установку с возвратом к всасу газодувки. Всего в контуре содержится 25 т CO_2 .

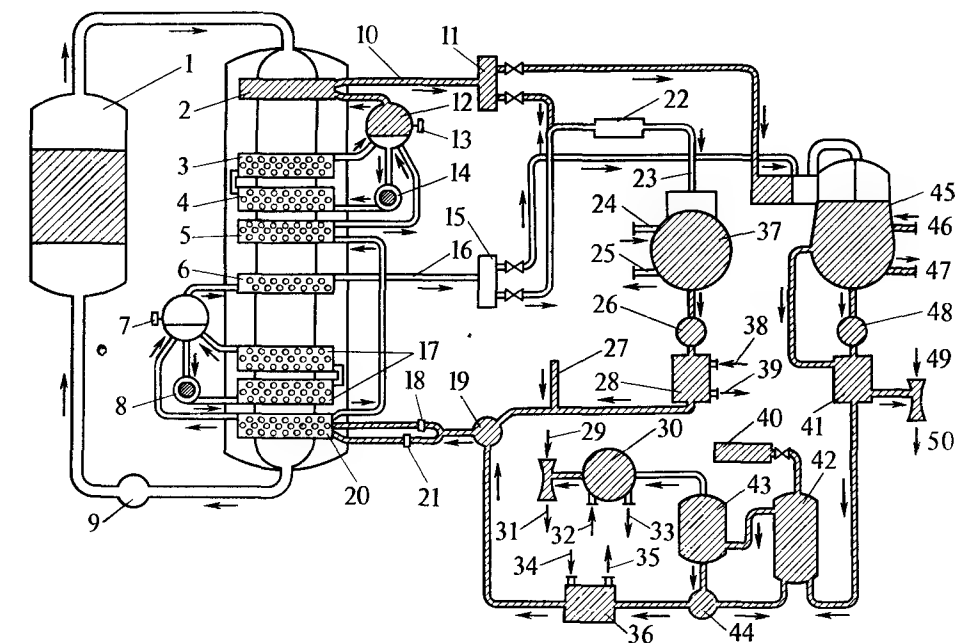


Рис. XX.1. Тепловая схема атомной электростанции Колдер-Холл:

- | | |
|---|--|
| 1 — реактор; | 26 — конденсатный насос технологического конденсатора; |
| 2 — пароперегреватель повышенного давления; | 27 — система подпитки; |
| 3 и 4 — испарительная поверхность нагрева повышенного давления; | 28 — доохладитель конденсата технологического конденсатора; |
| 5 — экономайзер повышенного давления; | 29 — подвод пара к паровоздушной установке вакуумного деаэризатора; |
| 6 — пароперегреватель низкого давления; | 30 — конденсатор выпара; |
| 7 и 13 — регуляторы питания; | 31 — паровоздушная смесь; |
| 8 и 14 — циркуляционные насосы повышенного и низкого давления; | 32 и 33 — охлаждающая вода конденсата выпара; |
| 9 — газодувка; | 34 и 35 — охлаждающая вода охладителя питательной воды; |
| 10 — отвод пара повышенного давления; | 36 — охладитель питательной воды; |
| 11 — паровой коллектор повышенного давления; | 37 — технологический конденсатор атмосферного давления; |
| 12 — барабан повышенного давления; | 38 и 39 — охлаждающая вода доохладителя технологического конденсатора; |
| 15 — паровой коллектор низкого давления; | 40 — уравнивательный бак деаэризатора; |
| 16 — отвод пара низкого давления; | 41 — подогреватель конденсата на паровоздушной смеси основного эжектора; |
| 17 — испарительная поверхность нагрева низкого давления; | 42 — деаэрирующий бак; |
| 18 и 21 — регулирующие клапаны питания контуров низкого и повышенного давлений; | 43 — вакуумный деаэризатор; |
| 19 — питательный насос; | 44 — отсасывающий насос; |
| 20 — экономайзер повышенного и низкого давления; | 45 — турбина с конденсатором; |
| 22 — РОУ; | 46 и 47 — охлаждающая вода конденсатора; |
| 23 — пар к технологическому конденсатору; | 48 — конденсатный насос; |
| 24 и 25 — вход и выход охлаждающей воды технологического конденсатора; | 49 — пар к основному эжектору; |
| | 50 — сброс паровоздушной смеси |

Для заполнения реактора и всего первого контура газом, а также для восполнения потерь имеется хранилище теплоносителя. Углекислоту в жидком виде привозят на станцию в автоцистернах и хранят при давлении 2,46 МПа в жидком состоянии (с помощью фреонового охлаждения) в четырех резервуарах емкостью 4 т каждый. Перед поступлением в систему теплоноситель переводят в газообразное состояние и затем подают в контур под давлением 1,05 МПа.

Материалом для оболочек тепловыделяющих элементов служит магниевый сплав (магнокс), который относительно дешев и имеет малое сечение захвата нейтронов. Однако применение его предопределило сравнительно низкую

температуру газа после реактора — всего 336°C , поэтому парогенератор производит пар низких параметров и тепловая экономичность станции невелика. Уменьшения расхода электроэнергии на газодувку можно достичь, увеличивая перепад температур теплоносителя в активной зоне. Для атомной электростанции Колдер-Холл этот перепад принят равным 200°C (т. е. температура газа после парогенератора 135°C). Несмотря на это, расход электроэнергии на газодувку все же весьма значителен — 17%.

Требуемое глубокое охлаждение теплоносителя в парогенераторе — специфическая особенность АЭС типа Колдер-Холл. Из рис. XX.2 видно, что в этом случае выделение отдельной поверхности нагрева водяного экономайзера необходимо, так как иначе давление генерируемого пара будет низким, а тепловая экономичность станции — малой. Выделение самостоятельной поверхности нагрева водяного экономайзера повышает давление пара, как это видно из сопоставления рис. XX.2 а, б. Однако и в этом случае пар имеет низкое давление. Переход на генерацию пара двух давлений позволяет повысить тепловую экономичность станции (рис. XX.2, в), поэтому на атомной электростанции Колдер-Холл парогенератор выдает перегретый пар двух давлений: 1,4 МПа и 310°C ; 0,37 МПа и 170°C . В эксплуатации параметры части повышенного давления поддерживаются постоянными, а остальная часть парогенератора работает при переменном давлении (при минимальной нагрузке давление почти такое же, как и в части повышенного давления). Поэтому вся парогенераторная установка рассчитана на повышенное давление, а питательный насос (см. рис. XX.1) общий для обеих частей. После него питательный трубопровод раздваивается на линии низкого и повышенного давлений, с установкой отдельных регулирующих клапанов питания.

Распределение отдельных поверхностей нагрева парогенерирующей установки по отношению к течению теплоносителя видно из рис. XX.1 и XX.2, в. Общее взаимное направление потоков теплоносителя и рабочей среды принято противоточным. Стремление к компактности всей установки предпо-

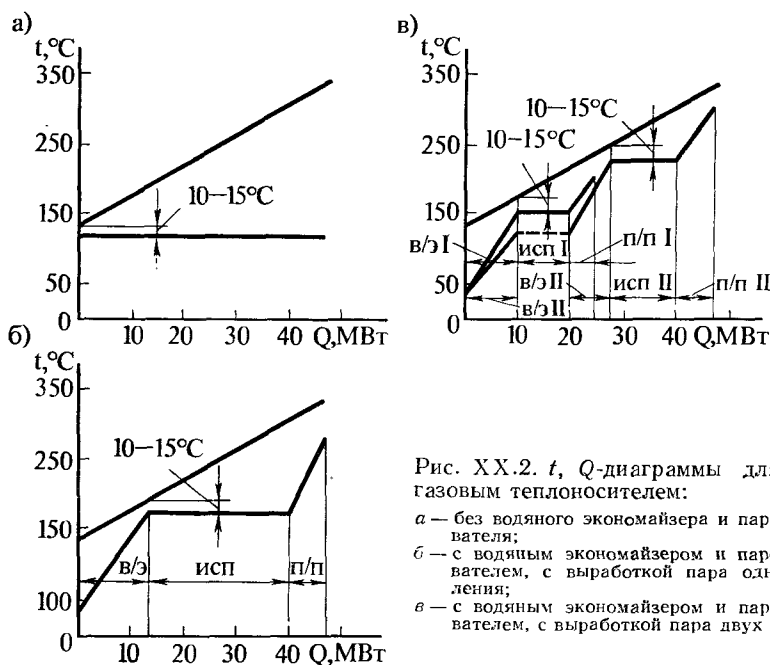


Рис. XX.2. t, Q -диаграммы для АЭС с газовым теплоносителем:

- а — без водяного экономайзера и пароперегревателя;
- б — с водяным экономайзером и пароперегревателем, с выработкой пара одного давления;
- в — с водяным экономайзером и пароперегревателем, с выработкой пара двух давлений

делило использование многократной принудительной циркуляции, осуществляемой насосами 8 и 14 (см. рис. XX.1). Все парогенераторы работают на общие паровые коллекторы повышенного давления 11 и низкого давления 15, расположенные в машинном зале. Пар повышенного давления подводится к головной части турбины, а низкого — к ее промежуточной ступени.

Тепловая схема станции (см. рис. XX.1) предусматривает кроме основного конденсатора 45 еще и технологический 37. Для простоты обслуживания он принят атмосферного давления, поэтому после него установлен доохладитель конденсата, так как деаэратор на потоке турбинного конденсата вакуумного типа. Выбор такого деаэратора, так же как и отказ от поверхностных регенеративных подогревателей и установка специального охладителя питательной воды, поддерживающего ее температуру на уровне 40°C , вызваны необходимостью обеспечения низкой температуры теплоносителя после парогенератора (135°C) в условиях достаточно высокого максимального температурного напора в области водяных экономайзеров обеих частей парогенератора ($135-40 = 95^{\circ}\text{C}$). Вакуум в деаэраторе поддерживается за счет работы двухступенчатого парового эжектора. Добавочная вода подается по линии 27 из химводоочистки.

Компоновка атомной электростанции Колдер-Холл разомкнутая. Она принята полуоткрытой — каждый реактор расположен в отдельном помещении, а снаружи, по сторонам реакторного здания, под открытым небом установлены парогенераторы, покрытые тепловой изоляцией и водонепроницаемым составом. Турбогенераторы расположены в отдельном помещении. По типу атомной электростанции Колдер-Холл в Англии было построено еще несколько других. Они характеризовались усовершенствованием активной зоны и некоторым повышением давления и выходной температуры

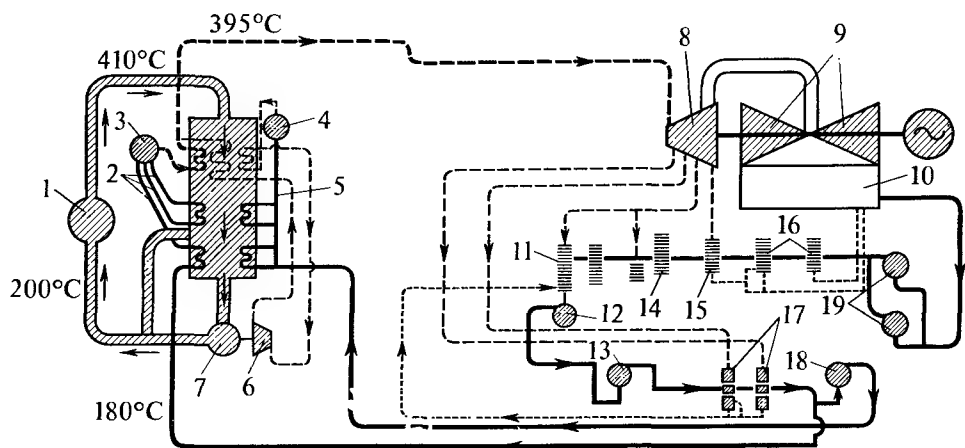


Рис. XX.3. Принципиальная тепловая схема атомной электростанции Данджнесс «А»:

- 1 — реактор;
- 2 — парогенератор среднего давления;
- 3 — барабан среднего давления;
- 4 — барабан высокого давления;
- 5 — парогенератор высокого давления;
- 6 — турбопривод газодувки;
- 7 — газодувка;
- 8 — цилиндр высокого давления турбины;
- 9 — цилиндр низкого давления турбины;
- 10 — конденсатор;
- 11 — деаэратор;
- 12 — отсасывающий насос деаэраторной установки;

- 13 — питательный насос среднего давления;
- 14 — испарительная установка;
- 15 — регенеративные подогреватели низкого давления;
- 16 — охладители пара эжекторов;
- 17 — регенеративные подогреватели высокого давления;
- 18 — питательный насос высокого давления;
- 19 — конденсатный насос;
- — — конденсат, питательная вода;
- острый пар;
- · - · - отборный пар;
- ... дренаж

Таблица XX.1. Характеристики английских газографитовых реакторов (первого и второго «поколений»)

Характеристика	Топливо—естественный уран; оболочки ТВЭЛов—магноксовые							Топливо — слабообогащенный уран. Оболочки ТВЭЛов—нержавеющая сталь. Данджнесс «В» (1972 г.)
	Колдер-Холл (1956—1958 гг.)	Брадзуэлл (1962 г.)	Троусфинд (1964 г.)	Данджнесс «А» (1965 г.)	Сайзуэлл (1966 г.)	Олдбери (1967 г.)	Уильфа (1970 г.)	
Число реакторов на АЭС	4	2	2	2	2	2	2	2
Электрическая мощность реактора, МВт К. п. д. АЭС (нетто), %	42	150	250	275	290	300	590	660
Давление теплоносителя, МПа	18,5	28,2	28,8	32,9	30,6	33,6	31,4	41,5
Материал корпуса реактора	0,7	0,92	1,67	1,88	1,95	2,55	2,78	3,2
	Сталь	Сталь	Сталь	Сталь	Сталь	Железобетон	Железобетон	Железобетон
Диаметр активной зоны, м	9,45	12,2	13,4	13,6	13,7	14,2	17,4	19,4
Высота активной зоны, м	6,4	7,8	7,2	7,3	7,9	9,7	9,1	8,2
Температура теплоносителя на входе, °С	140	180	202	250	214	245	250	320
Температура теплоносителя на выходе, °С	336	390	400	410	401	410	403	675
Максимальная температура, °С	403	420	440	442	454	474	450	800
Максимальная температура покрытия, °С								

углекислоты. В связи с этим удалось несколько улучшить параметры пара и снизить расход электроэнергии на газодувку до 12%. Кроме того, температура перегрева обеих ступеней давления была принята одинаковой, что повысило тепловую экономичность этих станций по сравнению со станцией Колдер-Холл. Турбины также имеют подвод перегретого пара двух давлений. Несколько отличается только тепловая схема атомной электростанции Данджнесс «А» (рис. XX.3). Парогенератор в ней также генерирует пар двух давлений — высокого и среднего, но турбина работает на перегретом паре только среднего давления. Конденсат турбины проходит через систему регенеративного подогрева и затем при температуре 180° С питательными насосами 13 и 18 подается соответственно в парогенераторы среднего и высокого давлений.

Перегретый пар из части высокого давления 5 поступает на вспомогательную турбину 6 приводящую в движение газодувку 7. Турбина имеет противодавление, отвечающее давлению парогенератора среднего давления, на паре которого работает основная турбина 8. Пар после вспомогательной турбины перегревается до той же температуры, что и пар парогенератора среднего давления. Оба эти потока смешиваются и направляются для работы в главную турбину. К.п.д. электростанции Данджнесс «А» 33%, что заметно выше, чем станции Колдер-Холл. Из табл. XX.1 видно, что развитие рассмотренных АЭС шло по пути повышения температуры газа перед реактором. Для того чтобы при этом не было увеличения объема перекачиваемого теплоносителя, давление его повышалось. Это же обстоятельство в сочетании с улучшенным оребрением ТВЭЛов позволило повысить тепло-

обмен в реакторе и несколько увеличить температуру газа после реактора. Повышение входной температуры газа позволило увеличить давление пара, а повышение выходной температуры газа — увеличить температуру пара. Результатом явился существенный рост к.п.д. нетто станций.

Дальнейшее совершенствование АЭС с углекислотным охлаждением и графитовым замедлителем было практически исчерпано для условий применения оболочек ТВЭЛов из магниевового сплава. Для существенного продвижения вперед необходимо было значительно повысить температуру углекислоты на входе и выходе. Это позволило бы повысить к.п.д. всей установки за счет перехода к циклу одного давления с высокими начальными параметрами и развития регенеративного цикла. Такое повышение температуры после реактора могло быть осуществлено только при переходе к другим конструкционным материалам оболочек тепловыделяющих элементов и, следовательно, к обогащению урана с применением его в виде двуокиси UO_2 . Вначале этот путь был опробован на экспериментальной АЭС в Уиндскейле с электрической мощностью 33 МВт (тепловая мощность 100 МВт), на которой давление углекислоты было доведено до 1,9 МПа; для оболочек ТВЭЛов была использована нержавеющая сталь; топливом принята двуокись урана с обогащением 1,75%; температура углекислоты на входе в реактор 250—325° С и на выходе 500—575° С. Этот же принцип использован на атомной электростанции Данджнесс «В», к.п.д. которой 41,5%. Станция имеет электрическую мощность 1200 МВт с двумя реакторами мощностью 600 МВт каждый (рис. XX.4). Реактор, а также газодувки и прямоточные парогенераторы размещены в общем корпусе из предварительно напряженного железобетона. Внутри него имеется рассчитанный на избыточное давление цилиндр 8, отделяющий реактор от парогенераторов. Газодувки расположены непосредственно под парогенераторами. Стены бетонного корпуса изнутри защищены нержавеющей сталью и имеют водяное охлаждение. Верхний 10 и боковые 15 экраны защищают парогенераторы и газодувки от активации и обеспечивают их доступность для ремонта при работающем реакторе. На один реактор установлены четыре парогенератора, каждый со своей газодувкой. Давление углекислоты 3,2 МПа — наивысшее из всех английских станций.

Турбогенераторы мощностью 600 МВт каждый работают на перегретом паре с давлением 16,3 МПа и 565° С. Промежуточный перегрев осуществляется до той же температуры при давлении 3,9 МПа. Температура теплоносителя перед активной зоной 320° С, после активной зоны 675° С. Топливо — обогащенная (~2%) двуокись урана в оболочке из нержавеющей стали.

Основные характеристики английских газографитовых реакторов приведены в табл. XX.1, из которой видно прежде всего существенное возрастание единичной мощности реакторов и повышение экономичности таких АЭС. Из этой же таблицы видно, что от металлических корпусов отказались и перешли к корпусам из напряженного железобетона.

К числу АЭС с газовым теплоносителем относится также и Чехословацкая атомная станция мощностью 150 МВт. В отличие от английских замедлителем для этой станции является не графит, а тяжелая вода. Кроме того, давление углекислоты принято большим — 6,0 МПа. В связи с этим парогенератор не удалось выполнить в корпусе. Конструкция его, принятая по типу «труба в трубе», показана на рис. XX.5.

Большое преимущество такого газового теплоносителя, как углекислота, — его незначительная коррозионная агрессивность, позволяющая в значительной мере применять стали перлитного класса. Использование более дорогих сталей определяется только их прочностными характеристиками. Применение перлитных сталей упрощает вопросы водоподготовки и водного

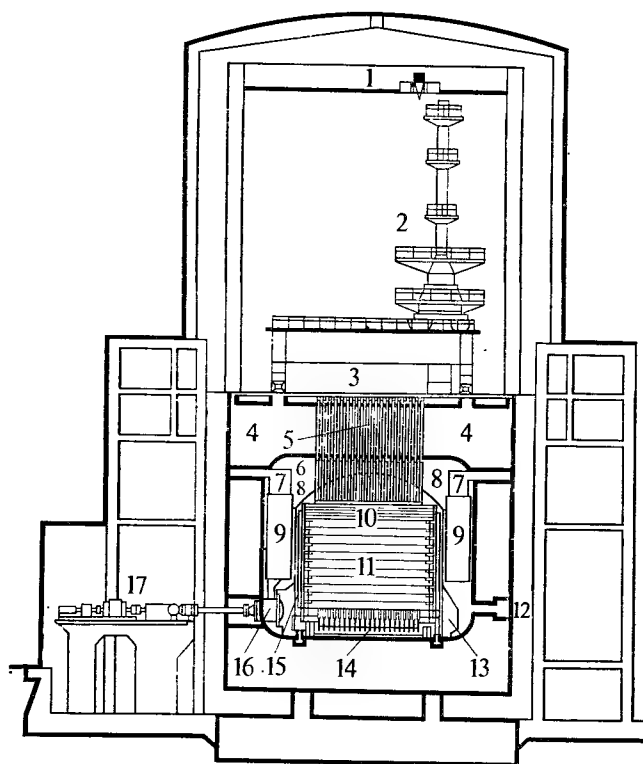


Рис. XX.4. Схема расположения оборудования в реакторном цехе атомной станции Данджесс «В»:

- 1 — кран на загрузочной стороне реактора;
- 2 — загрузочная машина;
- 3 — загрузочная сторона реактора;
- 4 — корпус из предварительного напряженного железобетона;
- 5 — загрузочные трубы для топлива и стержней СУЗ;
- 6 — тепловая изоляция;
- 7 — выход пара;
- 8 — цилиндр под давлением;

- 9 — парогенератор;
- 10 — верхний экран;
- 11 — активная зона и отражатель;
- 12 — вход питательной воды;
- 13 — нагнетательная камера;
- 14 — опорное устройство;
- 15 — боковой экран;
- 16 — газодувка;
- 17 — привод газодувки

режима вторых контуров таких АЭС, позволяя ограничиться умягчением добавочной воды. Однако при использовании прямоточных парогенераторов высокого давления добавочная вода все равно должна быть обессоленной и обескремненной. Кроме того, необходимо считаться с возможностью коррозионного воздействия углекислоты на стали в случае контакта с влагой. Сама по себе газообразная CO_2 не вызывает коррозии стали; однако, если давление углекислоты ниже, чем в пароводяной части, в углекислоту через неплотности проникает влага. В результате после длительной эксплуатации таких реакторов была обнаружена коррозия многих стальных деталей и узлов несущих конструкций.

Если давление углекислоты выше, чем в пароводяной части парогенератора, как это имеет место на Чехословацкой АЭС, то углекислота может проникать через неплотности в воду парогенератора, вызывая интенсивную коррозию его поверхностей.

Эти обстоятельства, а также невозможность существенного повышения температуры теплоносителя в связи с взаимодействием CO_2 в этих условиях с графитовым замедлителем привели к отказу от дальнейшего

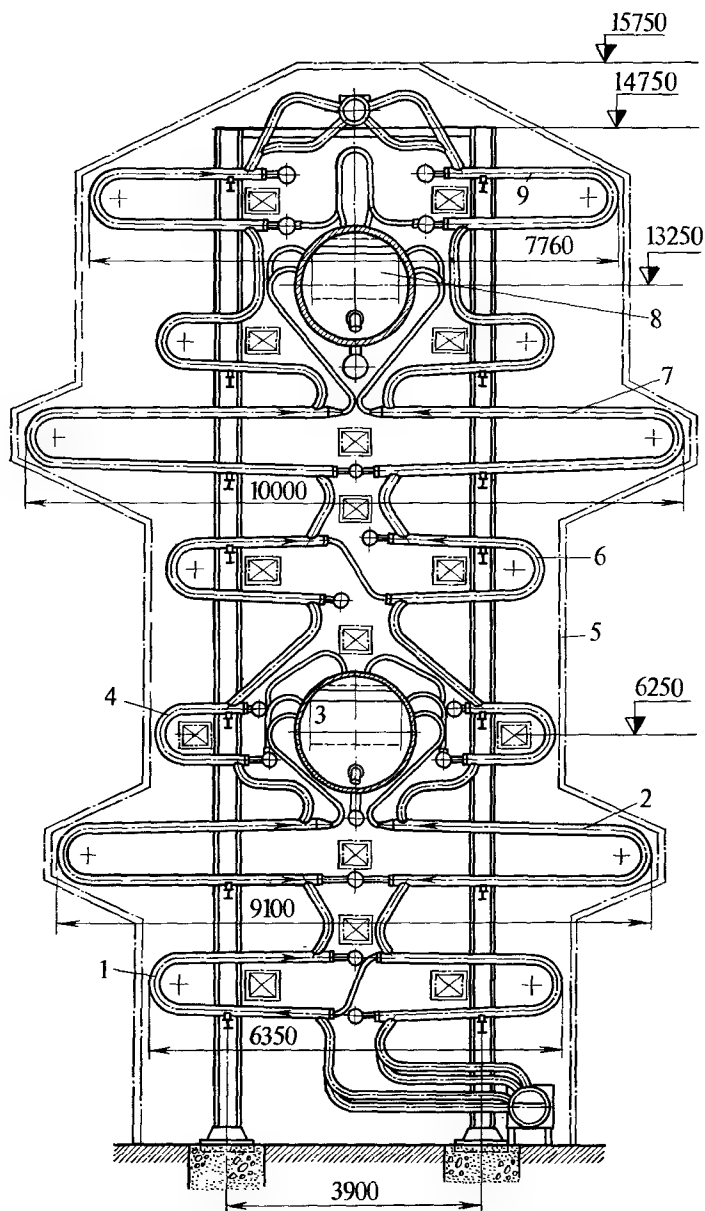


Рис. XX.5. Парогенераторная установка типа «труба в трубе» для высокого давления углекислоты:

- 1 — водяной экономайзер низкого давления;
- 2 — испарительная поверхность нагрева низкого давления;
- 3 — барабан низкого давления;
- 4 — пароперегреватель низкого давления;
- 5 — обшивка с тепловой изоляцией;
- 6 — водяной экономайзер повышенного давления;
- 7 — испарительная поверхность нагрева повышенного давления;
- 8 — барабан повышенного давления;
- 9 — пароперегреватель повышенного давления

использования углекислоты как теплоносителя во всех странах, в том числе и в Англии. Дальнейшее развитие АЭС в Англии планируют с использованием водного теплоносителя.

Как указывалось в начале этого параграфа, использование газового теплоносителя возможно и для реакторов на быстрых нейтронах как в двухконтурном, так и в одноконтурном исполнении АЭС. По сравнению с жидкометаллическим газовый теплоноситель для реакторов на быстрых нейтронах имеет больше преимуществ, связанные с меньшей сложностью эксплуатации. Однако реакторы на быстрых нейтронах для газового теплоносителя разработаны еще недостаточно по сравнению с реакторами для жидкометаллического охлаждения. Это касается прежде всего самой активной зоны. За ее пределами при создании газоохлаждаемых реакторов на быстрых нейтронах можно использовать накопленный опыт проектирования и работы газоохлаждаемых реакторов на тепловых нейтронах. Иначе обстоит дело с активной зоной. Динамические особенности и меньшая теплоемкость активной зоны реактора на быстрых нейтронах требуют особого внимания к его безопасности и усложняют ее создание. Разработки активной зоны ведутся применительно к различным типам ТВЭЛов и видам топлива, из которых к настоящему времени невозможно выделить предпочтительные.

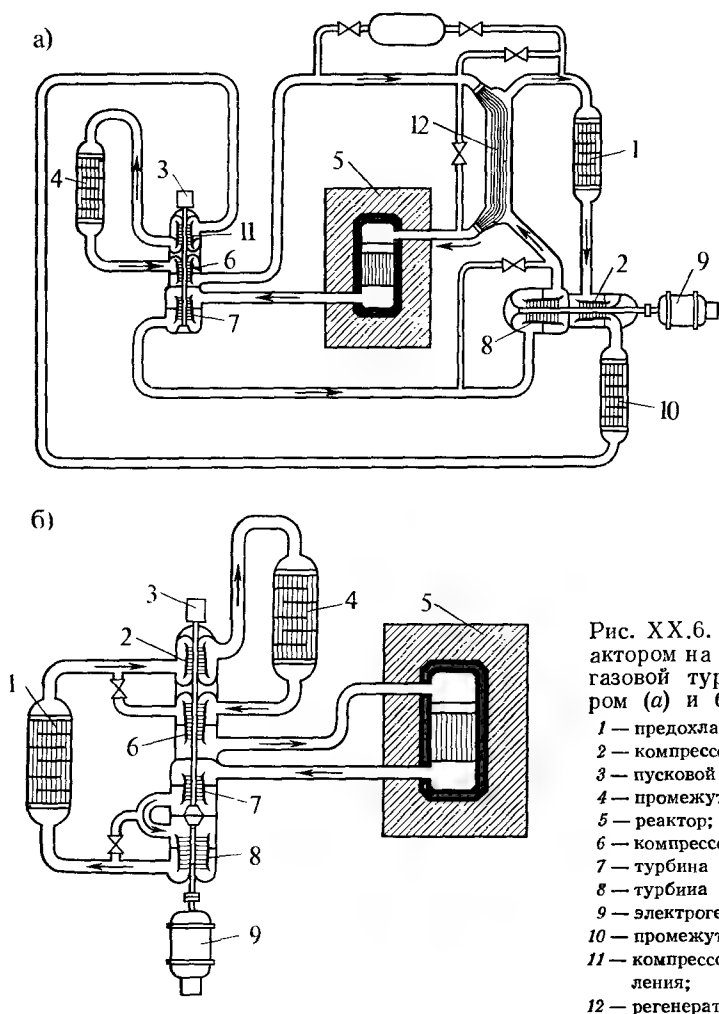


Рис. XX.6. Схема установки с реактором на быстрых нейтронах и газовой турбиной с регенератором (а) и без регенератора (б):

- 1 — предохладитель;
- 2 — компрессор низкого давления;
- 3 — пусковой двигатель;
- 4 — промежуточный охладитель;
- 5 — реактор;
- 6 — компрессор высокого давления;
- 7 — турбина высокого давления;
- 8 — турбина низкого давления;
- 9 — электрогенератор;
- 10 — промежуточный теплообменник;
- 11 — компрессор промежуточного давления;
- 12 — регенератор

В условиях охлаждения активной зоны реактора на быстрых нейтронах газовым теплоносителем тепловые нагрузки существенно меньше, чем при жидкометаллическом теплоносителе. Повышения тепловых нагрузок можно достичь за счет увеличения давления газа, но при этом возникают проблемы утечки газа из корпусов.

Из газовых теплоносителей реакторов на быстрых нейтронах наиболее перспективен гелий, позволяющий при давлении 30,0 МПа получить значительные тепловые нагрузки. Чем выше давление газа, тем предпочтительнее двухконтурная схема. Для одноконтурной схемы давление гелия примерно 9,0 МПа, но усложняется проблема борьбы с утечками теплоносителя, а значительная его потеря может привести к нарушению охлаждения активной зоны и ее пережогу. Существуют также проблемы аварийного охлаждения активной зоны и ее расхолаживания. При этом чрезвычайно важна предельная величина падения давления в реакторе, при котором еще обеспечивается достаточная интенсивность охлаждения и его соответствие остаточному тепловыделению.

На рис. XX.6 представлены схемы одноконтурной АЭС с реакторами на быстрых нейтронах и газовой турбиной на гелии, а на рис. XX.7 — исследование влияния степени регенерации на экономичность такой АЭС. Рост степени регенерации существенно повышает к.п.д. установки, однако это требует значительного увеличения теплообменных поверхностей. Так, для графика, показанного на рис. XX.7, а (степень регенерации 95%), поверхности регенератора в пять раз, а охладителя в два раза больше, чем для графика, изображенного на рис. XX.7, б (степень регенерации 88%). Для графика на рис. XX.7, в регенератор отсутствует, но поверхность охладителей примерно в 1,5 раза больше, чем для графика рис. XX.7, а.

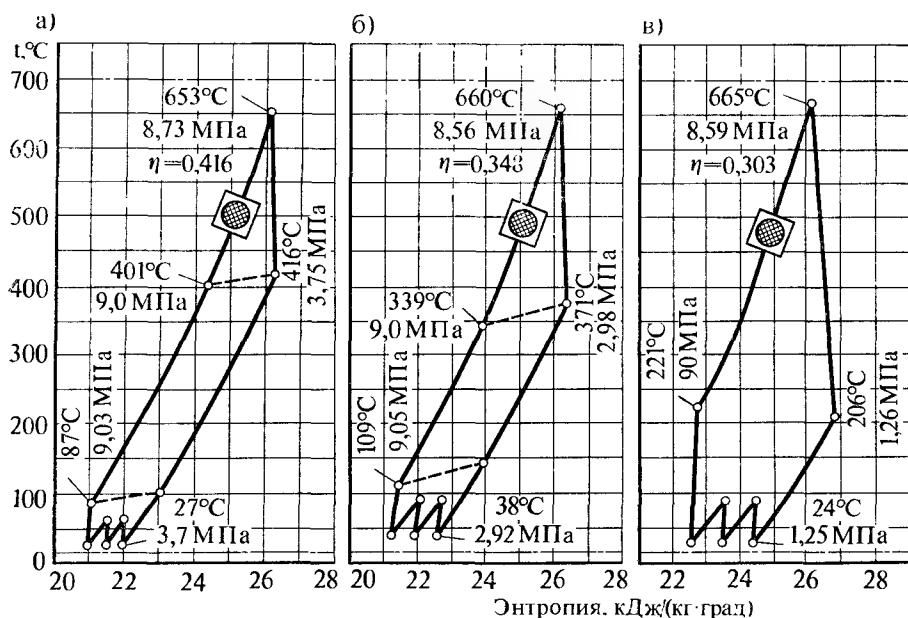
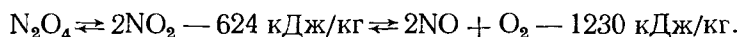


Рис. XX.7. Диаграмма циклов газотурбинной АЭС с гелиевым теплоносителем в зависимости от степени регенерации для равных начальных условий:

- а — степень регенерации 95%;
- б — степень регенерации 88%;
- в — без регенерации

Гелий как теплоноситель можно использовать и в двухконтурных реакторах на тепловых нейтронах. Хотя водный теплоноситель в этих условиях предпочтительнее, в последнее время в ряде стран проявляется большое внимание к высокотемпературным реакторам на тепловых нейтронах с гелиевым охлаждением, позволяющим получать наиболее высокие температуры после реактора. Два таких реактора работают в США. Предполагается использование в дальнейшем аналогичных реакторов в тех областях промышленности, где требуется нагрев среды до высоких температур (например воздуха в металлургии). Но, главное, предполагается накопление и изучение опыта эксплуатации высокотемпературных гелийохлаждаемых реакторов для последующего использования его в реакторах на быстрых нейтронах.

Перспективность гелия как теплоносителя для реакторов на быстрых нейтронах связана с его благоприятными физико-химическими свойствами. Гелий инертен и даже при весьма высоких температурах не вступает в химические соединения, не агрессивен по отношению к карбидам, т. е. к соединениям, в форме которых вероятно использование ядерного горючего в реакторах на быстрых нейтронах. Высокая стоимость гелия побуждает продолжать поиски иных газовых теплоносителей для реакторов на быстрых нейтронах. К их числу относятся, например, диссоциирующие газы, в которых происходят термически обратимые химические реакции диссоциации и ассоциации, проходящие с тепловыми эффектами и изменениями числа молей. Из этих газов наиболее перспективна четырехокись азота (N_2O_4), характеризующаяся следующей термически обратимой реакцией:



Температурный интервал для первой стадии реакции $121-170^\circ\text{C}$, для второй — $140-850^\circ\text{C}$. На четырехокиси азота может быть осуществлен как чисто газовый, так и газожидкостный цикл. В первом случае в результате изменения химического состава газовая постоянная при низких давлениях и температурах уменьшается и доля мощности, расходуемая в компрессоре, существенно снижается по сравнению с недиссоциирующими газовыми теплоносителями. В обоих случаях появляется возможность работы без вакуума в конденсаторе с созданием большой нагрузки на каждый выхлоп турбины.

Исследования показали, что с учетом кинетики химических реакций наилучший эффект дает схема, показанная на рис. XX.8, при давлениях промежуточной регенерации $1,5-2,5 \text{ МПа}$. Нижнее давление газового цикла целесообразно в пределах $0,8-1,0 \text{ МПа}$, а для газожидкостного цикла —

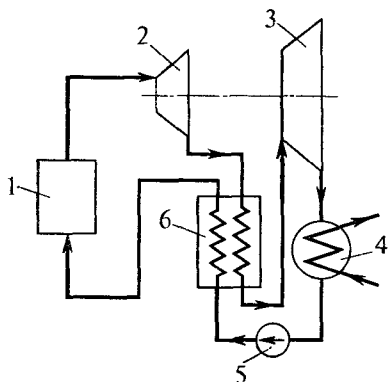


Рис. XX.8. Схема одноконтурной АЭС с газожидкостным циклом на диссоциирующем газе:

- 1 — реактор на быстрых нейтронах;
- 2 — ЦВД турбины;
- 3 — ЦНД турбины;
- 4 — конденсатор;
- 5 — питательный насос;
- 6 — регенератор

0,13—0,17 МПа. Верхний предел температур связан с термической и радиационной стойкостью газа. При температурах газа до 550°C четырехокись азота обладает достаточно высокой термической и радиационной стойкостью. К недостаткам N_2O_4 как теплоносителя относится его токсичность и возможность образования коррозионно-агрессивной азотной кислоты в случае попадания в теплоноситель влаги. К настоящему времени ведется работа по созданию первой опытно-промышленной АЭС с реактором на быстрых нейтронах с теплоносителем N_2O_4 . По результатам эксплуатации этой станции можно будет принять решение о целесообразности АЭС такого типа в общей программе развития атомной энергетики.

XX.2. Атомные электростанции с жидкометаллическим теплоносителем

Атомные электростанции с жидкометаллическим теплоносителем могут работать как на тепловых, так и на быстрых нейтронах с коэффициентом воспроизводства ядерного горючего более единицы. Большое преимущество такого теплоносителя — возможность работы при низких давлениях в первом контуре и высокий коэффициент теплоотдачи от поверхности оболочки к теплоносителю, что позволяет при той же температуре оболочки получать более высокие температуры теплоносителя. Значительная в сравнении с газовым теплоносителем теплоемкость жидких металлов позволяет перекачивать относительно малые объемы и уменьшать диаметры трубопроводов; снижать расходы на собственные нужды. Для АЭС наиболее пригоден жидкий натрий.

Жидкометаллический теплоноситель значительно осложняет оборудование АЭС и выдвигает довольно большое число инженерно-технических проблем, многие из которых к настоящему времени еще не нашли своего окончательного, надежного и экономичного решения. Поэтому АЭС с жидкометаллическими теплоносителями разрабатывают только применительно к реакторам на быстрых нейтронах, для которых они несомненно перспективны. Строительство реакторов на быстрых нейтронах с жидкометаллическим теплоносителем, даже после их освоения, не означает отказа от сооружения АЭС на тепловых нейтронах. Необходимо иметь в виду, что реакторы на быстрых нейтронах будут зависеть от тепловых, как от поставщиков первых плутониевых загрузок, возможно, еще в течение десятилетий.

В настоящее время в мире эксплуатируются три реактора на быстрых нейтронах с жидкометаллическим охлаждением — в Англии и Франции мощностью по 250 МВт и в СССР — 350 МВт (Шевченковская АЭС). В процессе сооружения находятся более мощные блоки: в СССР — 600 МВт (третий блок Белоярской АЭС) и во Франции — 1200 МВт.

Жидкий натрий как теплоноситель выдвигает ряд требований к оборудованию и эксплуатации. Температура плавления натрия высока (90° С), поэтому для пуска станции с нуля необходим предварительный электропрогрев всего оборудования и трубопроводов.

В зависимости от тепловой схемы пуск станции с нуля может потребовать от трех до пяти недель.

Нельзя допустить контакта радиоактивного натрия с водой из-за бурной реакции между ними. В связи с этим обязательно применение промежуточного натриевого контура, давление в котором поддерживается большим, чем в первом контуре. Поэтому при нарушении плотности между первым и промежуточным контуром невозможно перетекание радиоактивного натрия в промежуточный, а может иметь место переток только нерадиоактив-

ного натрия из промежуточного в первый контур. Все оборудование как первого, так и промежуточного контуров существенно отличается от применяемого при других теплоносителях. Так, в системе трубопроводов должны быть предусмотрены установки для очистки натрия от окислов и гидридов, так называемые «холодные ловушки», обеспечивающие охлаждение некоторой части теплоносителя до температур, при которых окислы выпадают в осадок и могут быть отфильтрованы.

Нельзя считать решенным к настоящему времени вопрос выбора сталей для оборудования АЭС с жидким натрием как теплоносителем. Первоначально предполагавшаяся возможность применения углеродистых сталей себя не оправдала, однако нет оснований настаивать и на наиболее дорогих нержавеющих аустенитных. Применению сталей ферритного класса препятствует их невысокая технологичность. Особые требования предъявляют к арматуре и циркуляционным насосам. Арматура при использовании натриевого теплоносителя должна быть кованой для предупреждения межкристаллитной коррозии. Учитывая высокую теплопроводность натрия, приходится выдвигать такое требование, как стойкость арматуры против теплового удара, а малая вязкость натрия требует применения для арматуры твердых материалов, препятствующих задиранью.

Важное требование к арматуре для жидких металлов — полное отсутствие утечек через сальники. Оно объясняется высокой стоимостью жидкости, а также тем, что протечка даже небольшого количества жидкости опасна. Обычные набивки в данном случае нестойки при высоких температурах, поэтому переходят к бессальниковым конструкциям с сильфонными уплотнениями, иногда в комбинации с замораживаемыми уплотнениями и сальниками (рис. XX.9 и XX.10).

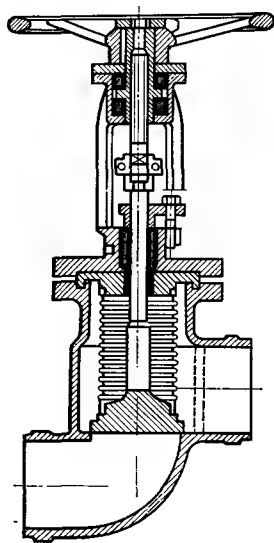


Рис. XX.9. Сильфонный проходной вентиль на жидком натрии

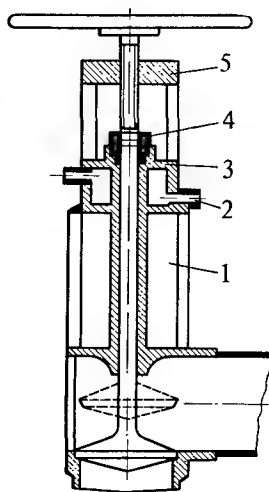


Рис. XX.10. Вентиль на жидком натрии с замораживаемым уплотнением на шпинделе:

- 1 — поверхности, охлаждаемые воздухом;
- 2 — водяная рубашка;
- 3 — муфта шпинделя;
- 4 — скребок шпинделя;
- 5 — опорная втулка

Для АЭС с жидкометаллическим теплоносителем очень большое значение имеет надежность работы реактора, так как ликвидация последствий аварий в условиях таких реакторов наиболее сложна. Так, реактор АЭС «Эн-рико Ферми» (США) после аварии с расплавлением горючего, происшедшей в октябре 1966 г., вновь достиг критичности только в июле 1970 г. Последующая эксплуатация была неудовлетворительной — коэффициент использования мощности в 1971 г. составил всего 3,4%. В 1972 г. было вынесено решение о прекращении работ на реакторе, а в 1974 г. — решение об его демонтаже.

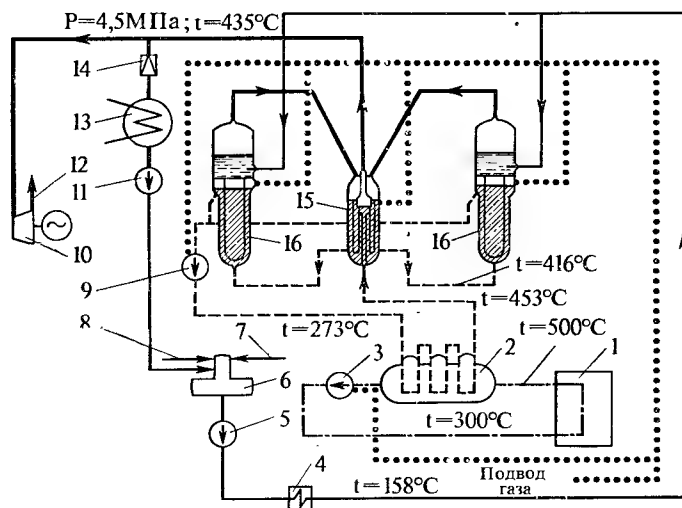


Рис. XX.11. Тепловая схема Шевченковской атомной станции с реактором БН-350:

— На первого контура;
 - - - На промежуточного контура;
 - . - . пар;
 ————— питательная вода (конденсат);
 газ

Среди реакторов, находящихся в эксплуатации и сооружении, четыре — бакового типа («интегральная» компоновка): один в СССР (БН-600), один в Англии и два во Франции; один реактор — петельный (контурная компоновка) — в СССР (БН-350). Таким образом, в СССР будет опыт сооружения и эксплуатации обоих типов компоновки реактора и его систем. Это даст возможность сделать определенный выбор между двумя вариантами, для которого в настоящее время нет достаточных оснований.

В СССР первой АЭС с жидкометаллическим теплоносителем является Шевченковская АЭС с реактором БН-350 (рис. XX.11), которая предназначена для выработки электроэнергии и опреснения морской воды. В связи с этим на станции установлены три противодавленческих турбины 10 по 50 МВт, пар после которых при давлении 0,6 МПа направляется в мощные опреснительные установки (линия 12) с возвратом в деаэратор 6 конденсата этого пара по линии 8. В деаэратор из опреснительной установки направляют также добавочную воду 7 для восполнения убыли в системе станции. Из деаэратора питательный насос 5 через регенеративный подогреватель 4 подает конденсат в испарители 16. Образовавшийся в них насыщенный пар перегревается в пароперегревателе 15. Жидкий натрий прокачивается по первому контуру через реактор 1 насосом 3 и по промежуточному контуру

насосом 9. Насос 3 имеет биологическую защиту, но конструктивно эти насосы одинаковы: центробежные консольные насосы со свободным фиксированным уровнем натрия и механическим уплотнением. Теплообменник 2 промежуточного контура представляет собой бак с погруженными в него змеевиками, внутри которых протекает натрий промежуточного контура. Натрий первого контура проходит дроссельную решетку, выравнивающую расход натрия по сечению теплообменника, и омывает змеевики теплообменника снаружи. Давление в первом и промежуточном контурах создается за счет газовой системы (используется аргон). Теплоноситель промежуточного контура омывает снаружи змеевиковые поверхности нагрева пароперегревателя 15 и испарителей 16. Последняя состоит из трубок Фильда с естественной циркуляцией в них. В испарителях по стороне натрия предусмотрен в верхней части газовый объем для вывода газообразных продуктов реакций взаимодействия натрия с водой при возможных аварийных разуплотнениях трубной системы. Газовые объемы всех испарителей соединены со специальной емкостью вне парогенераторного помещения. Перегретый пар поступает в турбину 10, но может через РОУ14 сбрасываться в технологический конденсатор 13. Конденсат этого пара насосом 11 подается в деаэратор. Первый контур имеет шесть петель и соответственно шесть промежуточных теплообменников и шесть парогенераторных установок каждая в составе двух испарителей и одного пароперегревателя. Компоновка реакторной установки БН-350 (рис. XX.12) выполнена с раздельно расположенным оборудованием — петлевой (контурный) вариант. Каждая петля первого контура оборудована двумя задвижками, установленными на напорной и всасывающей линиях. Топливные сборки активной зоны и зоны воспроизводства помещены в напорном коллекторе, смонтированном на напорной камере корпуса реактора. Активная зона состоит из топливных сборок с ядерным горючим — окис плутония в смеси с двуокисью урана значительного обогащения. По торцам и по периметру она окружена экраном — зоной воспроизводства из двуокиси обедненного урана. Торцовый экран смонтирован в сборках активной зоны, боковой экран образован топливными сборками с ТВЭЛами зоны воспроизводства. Корпус реактора представляет собой сосуд переменного диаметра (наибольший диаметр 6000 мм) из нержавеющей аустенитной стали. Нижняя часть корпуса образует напорную камеру, в которую по трубопроводам поступает натрий от насосов. Протекая снизу вверх через активную зону и зону воспроизводства, натрий нагревается и через верхнюю смесительную камеру корпуса по трубопроводам направляется в теплообменники. Для предотвращения утечки натрия при разгерметизации основной корпус заключен в страховочный кожух. Внутренняя поверхность корпуса и выходные патрубki имеют экраны, снижающие температурные напряжения при быстром изменении температуры теплоносителя. Охлаждение корпуса обеспечивается «холодным» натрием, протекающим из напорной камеры в зазоре между стенками корпуса и тепловым экраном. В качестве материала биологической защиты вне реактора используют железорудный концентрат, графит, сталь, бетон.

Верхняя часть корпуса служит опорой для двух поворотных пробок, обеспечивающих наведение механизма перегрузки на топливную сборку активной зоны или зоны воспроизводства. Поворотные пробки одновременно служат верхней биологической защитой. Для их герметизации используют гидравлические уплотнения с эвтектическим сплавом.

Топливные сборки загружают и выгружают комплексом механизмов: механизмом перегрузки, установленным на малой поворотной пробке и представляющим топливные сборки внутри реактора; элеваторами загрузки — выгрузки, транспортирующими топливные сборки из реактора в передаточ-

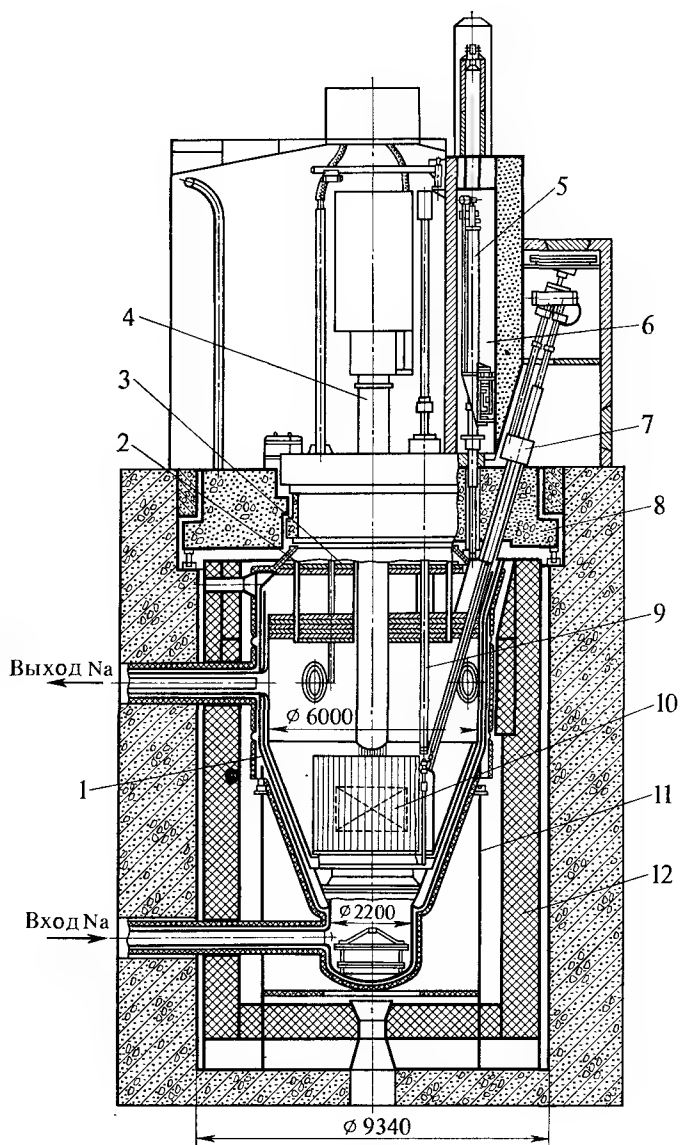


Рис. XX.12. Петлевая (контурная) компоновка реактора БН-350 с его оборудованием:

- 1 — корпус реактора;
- 2 — большая пробка;
- 3 — малая поворотная пробка;
- 4 — центральная колонна с механизмами СУЗ;
- 5 — механизм передачи сборок;
- 6 — перегрузочный бокс;

- 7 — элеватор загрузки-выгрузки;
- 8 — верхняя неподвижная защита;
- 9 — механизм перегрузки;
- 10 — активная зона;
- 11 — опора реактора;
- 12 — боковая защита

ный бокс и обратно; механизмом передачи топливных сборок, расположенным в герметичном боксе и передающим отработанные топливные сборки из реактора во внешнее хранилище и свежие — из хранилища в реактор. Для АЭС где в качестве теплоносителя использован жидкий натрий, нет ограничений по применению промежуточного перегрева. Принципиально такая станция может работать с турбинами любых параметров, в том числе

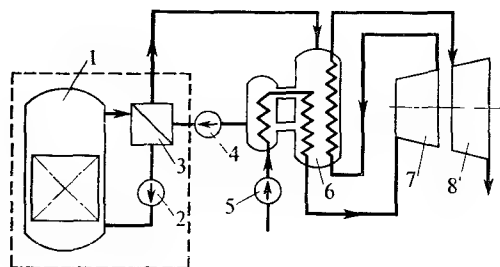


Рис. XX.13. Схема установки третьего блока БАЭС с реактором БН-600:

- 1 — реакторная установка баковой компоновки;
- 2 — натриевый насос первого контура;
- 3 — промежуточный теплообменник;
- 4 — натриевый насос промежуточного контура;
- 5 — питательный насос;
- 6 — парогенератор и промпароперегреватель;
- 7 — ЦВД турбины;
- 8 — ЦСД турбины

высоких и закритических. Однако для этого требуется освоение работы оборудования и прежде всего самого реактора в условиях высоких температур натрия.

Дальнейшим развитием отечественных АЭС на жидкометаллическом теплоносителе является третий блок Белоярской АЭС с реактором БН-600 (рис. XX.13). Компоновка реакторной установки (рис. XX.14) интегральная (бакового типа): активная зона, насосы, промежуточные теплообменники и биологическая защита размещены в корпусе реактора. Теплоноситель первого контура движется внутри корпуса реактора по трем параллельным петлям, каждая из которых включает два теплообменника и циркуляционный центробежный насос погружного типа с двусторонним всасыванием. Насосы снабжены обратными клапанами. Циркуляция натрия в каждой петле промежуточного контура осуществляется центробежным насосом погружного типа с односторонним всасыванием. Активная зона и зона воспроизводства смонтированы в напорной камере, где расход теплоносителя распределяется по топливным сборкам соответственно зонам тепловыделения. Активная зона по торцам и периметру окружена экранами — зоной воспроизводства, состоящей из сборок, заполненных двуокисью обедненного урана.

Корпус реактора представляет собой бак цилиндрической формы с эллиптическим днищем и конической верхней частью. Корпус через опорное кольцо установлен на катковые опоры фундамента. Внутри корпуса помещена металлоконструкция коробчатого типа — опорный пояс, на котором укреплена напорная камера с активной зоной, зоной воспроизводства и хранилищем, а также внутрикорпусная биологическая защита. Три насоса первого контура и шесть промежуточных теплообменников смонтированы в цилиндрических стаканах, установленных на опорном поясе. В верхней части корпус имеет соответственно шесть отверстий для установки теплообменников и три отверстия — для насосов. Компенсация разности температурных перемещений между стаканами теплообменников и насосов, а также между корпусом и страховочным кожухом обеспечивается сильфонными компенсаторами. Стенки бака имеют принудительное охлаждение «холодным» натрием из напорной камеры. Биологическая защита состоит из цилиндрических стальных экранов, стальных болванок и труб с графитовым заполнителем. Бак реактора заключен в страховочный кожух. Верхняя часть корпуса служит опрой для поворотной пробки и поворотной колонны, обеспечивающих наведение механизма перегрузки на топливную сборку. Одновременно поворотная пробка и поворотная колонна служат биологической защитой.

Топливные сборки загружают и выгружают комплексом механизмов, куда входят: два механизма перегрузки, установленные на поворотной колонке; два элеватора (загрузки и выгрузки); механизм передачи поворотного типа, размещенный в герметичном боксе.

Компоновка АЭС с реактором БН-600 представлена на рис. XX.15. Для этой АЭС применены три серийные турбины обычной теплоэнергетики мощностью по 200 МВт каждая, с начальными параметрами пара 13,0 МПа и 500°C и промежуточным перегревом пара. В табл. XX.2 приведены основные характеристики АЭС с реакторами БН-350 и БН-600.

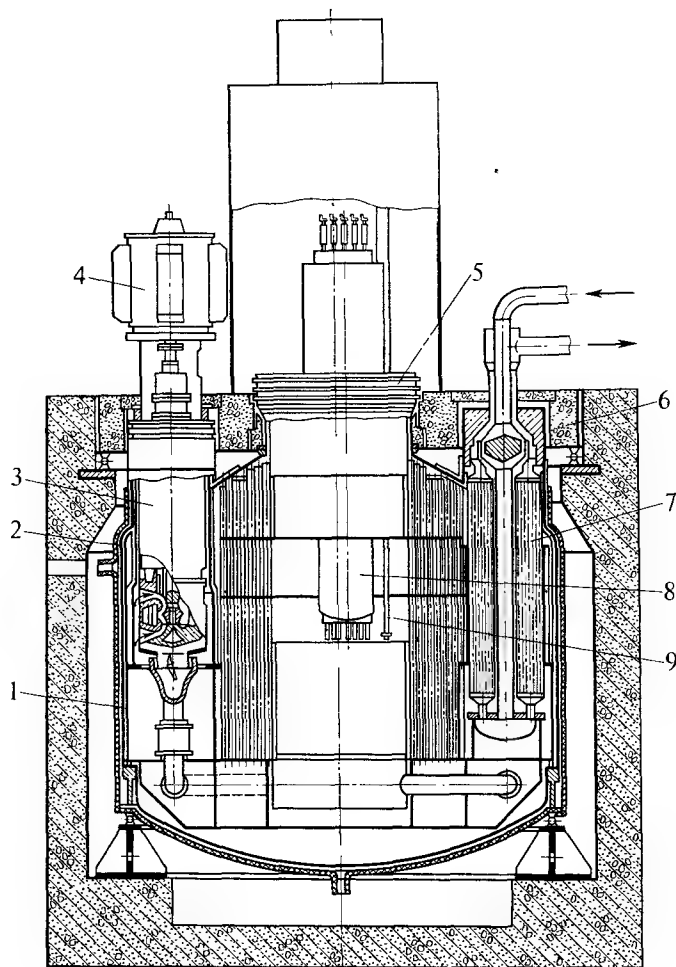


Рис. XX.14. Баковая (интегральная) компоновка реактора БН-600 и его оборудования:

- 1 — опорный пояс;
- 2 — корпус;
- 3 — насос;
- 4 — электродвигатель;
- 5 — поворотные пробки;

- 6 — верхняя неподвижная защита;
- 7 — теплообменник;
- 8 — центральная колонна с механизмами СУЗ;
- 9 — механизм перегрузки

Жидкометаллический теплоноситель не требует использования в парогенераторах нержавеющей аустенитных сталей, поэтому вопросы водоподготовки и водного режима для таких АЭС упрощаются. Однако если параметры пара выбраны высокими и если принята прямоточная их конструкция, как, например, для БН-600, то обессоливание и обескремнивание добавочной воды наряду со 100%-ной конденсатоочисткой обязательны.

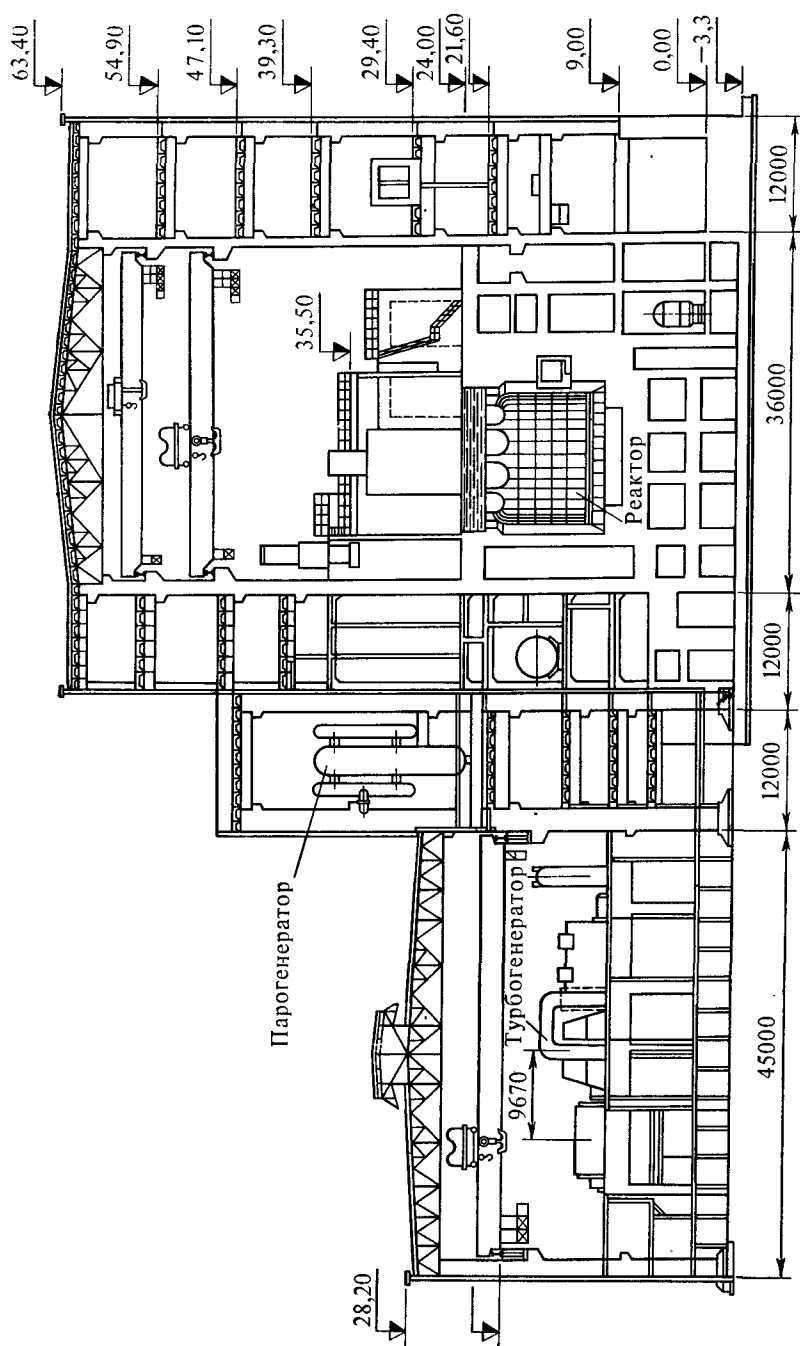


Рис. ХХ.15. Компоновка главного корпуса АЭС с реактором БН-600 (продольный разрез)

Таблица XX.2. Основные характеристики АЭС с реакторами БН-350 и БН-600

Основные характеристики	Реактор БН-350	Реактор БН-600
Тепловая мощность, МВт	1000	1500
Электрическая мощность, МВт	350 (эквива- лентная) 150 (непосред- ственная)	600
Материал оболочек ТВЭЛОВ	Нержавею- щая сталь	Нержавеющая сталь
Температура натрия на входе в реактор, °С . .	300	380
Температура натрия на выходе из реактора, °С	500	550
Расход натрия в первом контуре, т/ч	14000	24000
Температура натрия на входе в промежуточ- ный теплообменник, °С	270	320
Температура натрия на выходе из промежуточного теплообменника, °С	450	520
Давление пара на выходе из парогенератора, МПа	5,0	14,0
Температура пара на выходе из парогенератора, °С	435	505
Температура промежуточного перегрева, °С . .	—	505

ПРИЛОЖЕНИЕ. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ АЭС

1. **Постановка задачи.** Расчет приведен для турбоустановки К-750-65/3000 для одно-контурной АЭС с реактором РБМК-1500. По первоначальному техническому проекту основные расчетные данные были следующими: тепловая мощность реактора $Q_p = 4670000$ кВт; давление пара перед турбиной 6,4 МПа; степень сухости пара 0,995; давление перед сепаратором 0,5 МПа; температура промежуточного перегрева 263°C; давление в конденсаторе 0,005 МПа; давление в деаэраторе 0,69 МПа; температура питательной воды 173,9°C. В этих условиях гарантированная электрическая мощность составляет 736200 кВт; удельный расход теплоты на выработку электроэнергии 2,964 кВт/кВт; электрический к. п. д. брутто 33,7%. В проекте была принята установка после деаэратора поверхностных охладителей дренажей обеих ступеней промежуточного пароперегревателя и каскадный слив дренажей всех ПНД в конденсатор.

Требуется рассчитать измененную тепловую схему той же турбоустановки, изображенную на рис. XVIII. 6, т. е. при условии:

- а) замены охладителя дренажа первой ступени промежуточного перегревателя на ПВД, в результате чего температура питательной воды повышается до 180,5°C;
- б) применения слива в конденсатор дренажа ПНД только для первого по ходу воды;
- в) установки двух дренажных насосов и соответственно удаления двух охладителей дренажа ПНД;
- г) увеличения температурных напоров в обеих ступенях промперегревателя (до 40°C);
- д) увеличения температурных напоров во всех ПНД.

Рассчитывать мощность, удельный расход теплоты и электрический к. п. д. брутто и нетто следует при неизменной тепловой мощности реактора по методике, изложенной в § XVIII. 4.

2. **Расчетная схема** (рис. П.1). Она составлена на основе принципиальной схемы, показанной на рис. XVIII.6. Все подогреватели пронумерованы арабскими цифрами по ходу нагреваемой воды (от П1 до П6), за исключением пятого подогревателя, которым является деаэратор (Д5). Огбory греющих паров пронумерованы римскими цифрами по ходу пара в турбине.

3. **i, s -диаграмма процесса расширения пара в турбине.** (рис. П.2). Принятые в задании изменения в тепловой схеме меняют расходы пара по отсекам турбины не более чем на 1,5%. Это позволяет сохранить неизменным процесс расширения пара в ЦВД и внутренние относительные к. п. д. по отсекам ЦНД. Процесс расширения пара в ЦНД пересчитан в связи с изменением температурного напора и соответственно температуры пара на выходе промперегревателя. Для сопоставления на рис. П.2 пунктиром показан процесс расширения пара по проекту.

4. **Таблица расчетных данных.** Основные исходные данные, так же как и основные результаты, получаемые в процессе расчета, удобно сводить в табл. П.1. Здесь в горизонтальных строках приведены основные параметры рабочего тела (задаваемые и рассчитываемые); в вертикальных столбцах в последовательности номеров отборов даны условные обозначения основных элементов схемы. Данные в строках 1, 2, 3 вносятся с рис. П.1 и П.2 — номера отборов, давления и энтальпии пара в них. Давления в подогревателях (строка 4) определяют по давлениям в отборах с учетом гидравлических потерь по табл. XVIII. 1. В строку 5 внесены значения температур насыщения, отвечающие этим давлениям. Дальше таблицу заполняют по мере получения расчетных данных.

Во всех расчетных уравнениях параметры сред имеют нижние индексы, отвечающие условному обозначению рассчитываемого элемента (см. рис. П.1 и табл. П.1), и верхние индексы, обозначающие среду.

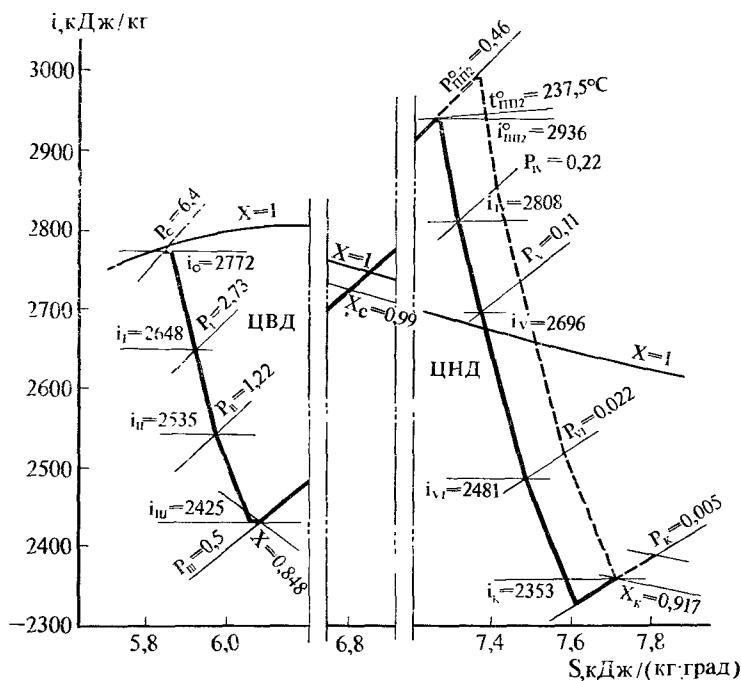


Рис. П.2. i, s -диаграмма процесса расширения пара в турбине К-750-35/3000

5. **Материальный баланс АЭС.** При заданной тепловой мощности реактора расход пара на турбину

$$D_0 = Q_0 / (i_0 - i_{п.в}), \quad (\text{П.1})$$

где $Q_0 = Q_p/2$, так как реактор вырабатывает пар на две турбины. Кроме того, в уравнении (П.1) $i_0, i_{п.в}$ — энтальпии перегретого пара и питательной воды (определяются по температуре и давлению питательной воды). Из расчета получаем $D_0 = 1166$ кг/с.

Расход питательной воды больше расхода пара на турбину в связи с наличием протечек реакторной воды у ГЦН и с подачей пара реактора в барботер для поддержания последнего в разогретом состоянии. По проекту эти статьи расхода составляют соответственно 8 и 10 кг/с. Следовательно, расход питательной воды в реактор

$$D_{п.в} = D_0 + 18 = 1184 \text{ кг/с}. \quad (\text{П.2})$$

На уплотнение ГЦН из линии за конденсатным насосом второго подъема подается 32 кг/с конденсата. В сумме с протечками циркулирующей реакторной воды (8 кг/с) от ГЦН отводится 40 кг/с. Из этого количества 20 кг/с сбрасывается в систему трапных вод и восполняется подачей добавочной обессоленной воды в конденсатор, остальные 20 кг/с сбрасываются непосредственно в конденсатор.

6. **Расчеты внешнего потребления теплоты.** Такой расчет проводят по группам потребителей с последующим суммированием расходов теплоты; а) основное количество теплоты требует бойлерная установка с теплообменниками Б4, Б3, Б2, Б1 (см. рис. П.1) для нагрева воды промежуточного контура, связанного через свои теплообменники с сетевой водой для потребителей. Расход воды в промежуточном контуре $D_{п.к} = 258$ кг/с, начальная ($t_{Б0}^к = 80^\circ\text{C}$) и конечная ($t_{Б4}^к = 160^\circ\text{C}$) температуры ее приняты по проекту. Для любой (l -й) ступени бойлерной установки уравнение теплового баланса имеет вид

$$D_{п.к} (i_{Бl}^к - i_{Бl-1}^к) = D_{Бl} (i_{Бl}^{\text{огр}} - i_{Бl}^{\text{др}}) \eta_{Бl} + D_{Бl+1} (i_{Бl+1}^{\text{др}} - i_{Бl}^{\text{др}}) \eta_{Бl}. \quad (\text{П.3})$$

Здесь $i_{Бl}^к$ — энтальпия воды промконтура на выходе из l -й ступени; $D_{Бl}$ — расход гре-

Т а б л и ц а П. 1. Параметры рабочего тела в элементах тепловой схемы турбоустановки К-750-65/3000

№ строка	Параметры среды и размерности	Элементы тепловой схемы (условные обозначения см. на рис. П. 1)																
		Пр*	ПП2	ПП1	БПГ	И	Б4	П6	Д5	СН	Б3	П4	Пр**	С	Б2	П3 + +одз	Б1	П2
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	Греющий пар	0	0	I	I	I	II	II	II	II	III	III	III	III	IV	IV	V	V
1	Номер отбора	0	0	I	I	I	II	II	II	II	III	III	III	III	IV	IV	V	V
2	Давление в отборе, МПа	6,4	6,4	2,73	2,73	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	0,5	0,5	0,5	0,5	0,22	0,22	0,11	0,11
3	Энтальпия, кДж/кг	2772	2772	2648	2648	2535	2535	2535	2535	2535	2425	2425	2425	2425	2808	2808	2696	2696
4	Давление в подогревателе, МПа	—	6,18	2,62	2,59	0,88	1,15	1,16	0,69	—	0,46	0,46	—	0,49	0,20	0,20	0,10	0,10
5	Температура насыщения в подогревателе, °С	—	277,5	226,4	225,9	174,5	185,9	186,3	164,2	—	149,0	149,0	—	150,5	120,5	120,5	99,9	99,9
	Дренаж греющего пара																	
6	Минимальное значение температурного напора, °С	—	—	—	—	—	—	12	—	—	—	—	—	—	—	10	—	10
7	Температура, °С	—	277,5	226,4	225,9	174,5	185,9	176,8	—	99,0	149,0	149,0	—	150,5	120,5	105,4	99,9	99,9
8	Энтальпия, кДж/кг	—	1224	973	971	739	789	749	—	415	628	628	—	634	506	442	419	419
	Обогреваемая среда на выходе																	
9	Давление, МПа	—	0,46	0,47	—	0,64	—	8,5	0,69	—	—	1,0	—	0,48	—	1,15	—	1,3
10	Минимальное значение температурного напора, °С	—	40	40	—	—	25,9	10	—	—	7	7	—	—	5,5	7	4,8	5
11	Температура, °С	—	237,5	186,4	—	—	160,0	176,3	164,2	—	142,0	142,0	—	—	115,0	113,5	95,1	94,9
12	Энтальпия, кДж/кг	—	2936	2828	—	2759	676	751	694	—	598	598	—	2726	483	477	400	398
	Расходы греющего пара																	
13	Принятые, кг/с	1,2	—	—	14,6	—	—	—	—	12,5	—	—	0,8	—	—	—	—	—
14	Расчитанные, кг/с	—	53,2	45,9	—	4,5	11,6	31,3	42,0	—	15,5	53,6	—	879,3	7,9	25,7	5,9	49,4

* Протечки острого пара через уплотнения штоков клапанов.

** Протечки пара через уплотнения ЦВД.

ющего пара на l -ю ступень; $D_{Бл}^{ДР}$ — расход дренажа из l -й ступени; $i_{Бл}^{отб}$ — энтальпия греющего пара; $i_{Бл}^{ДР}$ — энтальпия дренажа l -й ступени; $\gamma_{Бл}$ — коэффициент, учитывающий потери теплоты, который здесь и далее принимают в соответствии с данными табл. XVIII.1. Для 4-й ступени (Б4) второе слагаемое в правой части (П.3) отсутствует. Результаты выполняемых расчетов вносят в столбцы 6, 10, 14 и 16 табл. П.1. Как это видно из расчетной схемы и соответственно из табл. П.1, бойлерная установка питается из отборов II, III, IV и V. Энтальпии греющих паров были внесены в табл. П.1 ранее, энтальпии их дренажей берут по таблицам воды и водяного пара и вносят в строку 8.

Температуры и энтальпии нагреваемой воды по отдельным ступеням установки вносят в строки 11 и 12 в соответствии с температурой греющего пара и принимаемыми минимальными температурными напорами (строка 10) с оценкой давления среды.

Расходы греющих паров (строка 14) определяют последовательно по ступеням по (П.3) начиная с последней (Б4), учитывая каскадный слив дренажей. Для данного примера получаем: $D_{Б4} = 11,6$ кг/с; $D_{Б3} = 15,5$ кг/с; $D_{Б2} = 7,9$ кг/с; $D_{Б1} = 5,9$ кг/с.

Суммарный расход теплоты на бойлерную установку $Q_B = \sum_{l=1}^4 D_{Бл} (i_{Бл}^{отб} - i_{Бл}^{ДР}) =$
 $= 5,9 (2696 - 419) + 7,9 (2808 - 419) + 15,5 (2425 - 419) + 11,6 (2535 - 419) =$
 $= 87945$ кВт;

б) для снабжения внешнего потребителя насыщенным паром на АЭС предусмотрена установка парогенератора, выдающего нерадиоактивный пар за счет обогрева водой своего промежуточного контура. Вода в промежуточном контуре нагревается паром первого (I) отбора в специальном бойлере парогенератора (БПГ (см. столбец 4)).

При принятом по проекту расходе пара 14,6 кг/с (строка 13) расход теплоты на этот элемент

$$Q_{БПГ} = D_{БПГ} (i_{БПГ}^{отб} - i_{БПГ}^{ДР}) = 14,6 (2648 - 971) = 24\,455 \text{ кВт};$$

в) расход теплоты на собственные нужды (СН) станции (в том числе на спецводоочистку) рассчитан для расхода отборного пара по проекту 12,5 кг/с (см. строку 13 столбца 9) по уравнению

$$Q_{СН} = D_{СН} (i_{СН}^{отб} - i_{СН}^{ДР}) = 12,5 (2535 - 415) = 26\,500 \text{ кВт},$$

г) к количеству теплоты, отдаваемому внешним потребителям, следует также прибавить (поскольку это не связано с производством электроэнергии) расход теплоты на барботер $Q_{барб} = D_{барб} (i_o - i_{барб}) = 10 (2772 - 2682) = 900$ кВт и расход теплоты на подогрев добавочной воды (начальная температура воды $\sim 28^\circ\text{C}$) $Q_{д.в} = D_{д.в} (i_{п.в} - i_{д.в}) =$
 $= 20 (770 - 120) = 13\,000$ кВт.

Суммарный расход теплоты на внешнее потребление $Q_{внеш} = 152\,800$ кВт.

7. Расходы пара на уплотнения вала турбины, штоков регулирующего и стопорного клапанов (клапаны А и Б) и на эжекторы определяют расчетом соответствующих устройств. В данном примере их численные значения взяты по проектным данным турбоустановки и приведены на расчетной схеме (см. рис. П.1). В отсутствие проекта необходимые численные значения могут быть взяты из проектов однотипных турбоустановок, близких по мощности и параметрам к рассчитываемой.

Основной эжектор (ОЭ) питается паром из деаэратора с расходом 1,9 кг/с. Кроме того, для выработки относительно чистого пара для подачи его на уплотнения и в качестве рабочего тела на эжектор уплотнений (ЭУ) в схеме предусмотрен испаритель (И) (столбец 5 в табл. П.1), питательной водой для которого служит конденсат после деаэратора с энтальпией $i_{д}^к = 694$ кДж/кг. Расход первичного пара из отбора II турбины на испаритель ($D_{И}$) определяют из уравнения теплового баланса этого элемента:

$$D_{И}^к (i_{И} - i_{д}^к) + p D_{И}^к (i'_{И} - i_{д}^к) = D_{И} (i_{II} - i_{И}^{ДР}) \gamma_{И}. \quad (\text{П.4})$$

где $D_{И}^к$ — паропроизводительность испарителя; $p = 0,01$ — относительная величина продувки; $i_{д}^к = 2759$ кДж/кг, $i'_{И} = 681$ кДж/кг — энтальпии вторичного пара и продувочной воды, определяемые по давлению в испарителе; $i_{И}^{ДР}$ — энтальпия дренажа испарителя, определяемая по давлению греющего пара с учетом потерь в трубопроводах и клапанах. Из расчета получаем $D_{И} = 4,5$ кг/с и вносим в столбец 5 табл. П.1. Из рис. П.1 видно, что на уплотнения ЦВД из коллектора (давление 0,115 МПа) подается 0,2 кг/с пара; из них 0,1 кг/с вместе с подсасываемым воздухом отводится

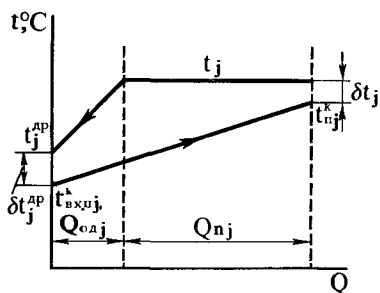


Рис. П.3. t, Q -диаграмма j -го регенеративного подогревателя с охладителем дренажа (j —номер подогревателя)

эжектором уплотнений, а оставшиеся $0,1 \text{ кг/с}$, соединяются с протечками пара из ЦВД ($0,8 \text{ кг/с}$, см. столбец 12). Следовательно, $D_{\text{ЦВД}}^{\text{упл}} = 0,9 \text{ кг/с}$.

Из баланса смещения определяют энтальпию суммарного потока $i_{\text{ЦВД}}^{\text{упл}} = (0,8 \cdot 2425 + 0,1 \cdot 2759) / 0,9 = 2462 \text{ кДж/кг}$, где энтальпии пара уплотнений берут из табл. П.1 (столбец 5 для пара испарителя). Баланс расходов пара для уплотнений ЦНД и штоков клапанов аналогичен (см. рис. П.1).

Определить величины подогрева основного конденсата в конденсаторах пара эжекторов можно на основе соответствующих балансных уравнений, если известен теплоперепад, срабатываемый в эжектирующих устройствах. Обычно эти величины не рассчитывают. В данном примере принято $\Delta i_{\text{ОЭ+ЭУ}} = 9 \text{ кДж/кг}$.

8. Параметры сред в системе регенерации. Напоры насосов тракта питательной воды и конденсата рассчитывают в соответствии с гл. VI, причем к. п. д. насосов принимают по проекту турбоустановки или оценивают. Повышение энтальпии воды в насосах

$$\Delta i_{\text{нас}} = \Delta p_{\text{нас}} v_k \cdot 10^3 / \gamma_{\text{нас}}, \quad (\text{П.5})$$

где v_k — удельный объем перекачиваемой воды, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Из расчета получаем для питательного насоса (ПН): $\Delta p_{\text{ПН}} = 8 \text{ МПа}$; $\gamma_{\text{ПН}} = 0,82$; $\Delta i_{\text{ПН}} = 10,8 \text{ кДж/кг}$; для конденсатного насоса 1-го подъема (КН1): $\Delta p_{\text{КН1}} = 1,3 \text{ МПа}$; $\gamma_{\text{КН1}} = 0,76$; $\Delta i_{\text{КН1}} = 1,7 \text{ кДж/кг}$; для конденсатного насоса 2-го подъема (КН2): $\Delta p_{\text{КН2}} = 2,5 \text{ МПа}$; $\gamma_{\text{КН2}} = 0,78$; $\Delta i_{\text{КН2}} = 3,2 \text{ кДж/кг}$; для дренажного насоса ДН2: $\Delta p_{\text{ДН2}} = 1,2 \text{ МПа}$; $\gamma_{\text{ДН2}} = 0,76$; $\Delta i_{\text{ДН2}} = 1,7 \text{ кДж/кг}$; для дренажного насоса ДН1: $\Delta p_{\text{ДН1}} = 1,5 \text{ МПа}$; $\gamma_{\text{ДН1}} = 0,76$; $\Delta i_{\text{ДН1}} = 2 \text{ кДж/кг}$.

Давления воды в подогревателях (строка 9 табл. П.1) определяют по напору питательного и конденсатных насосов с учетом гидравлических потерь по водяной стороне подогревателей.

Температуры нагреваемого конденсата или питательной воды на выходе из подогревателя определяют по температурам насыщения в подогревателе и принятым минимальным значениям температурных напоров $t_j^k = t_j - \delta t_j$ (рис. П.3) и вносят в строку 11 табл. П.1. Рекомендуемые значения δt_j при современных ценах на конструкционные материалы приведены в строках 6 и 10 табл. П.1. Температуры дренажей после охладителей определяются как $t_j^{\text{дп}} = t_{\text{вх},j}^k + \delta t_j^{\text{дк}}$ и вносятся в строку 7.

Энтальпия конденсата на входе в 1-й ПНД (П1) составляет

$$i_{\text{вх П1}}^k = i_k + \Delta i_{\text{КН1}} + \Delta i_{\text{ОЭ+ЭУ}} + \Delta i_{\text{КН2}}. \quad (\text{П.6})$$

Расчет дает 146 кДж/кг . Энтальпия питательной воды на входе в ПВД (П6) составляет

$$i_{\text{вх П6}}^k = i_d^k + \Delta i_{\text{ПН}}. \quad (\text{П.7})$$

Расчет дает $704,8 \text{ кДж/кг}$. Однако подаваемая на уплотнение питательного насоса холодная вода (см. рис. П.1) несколько снижает энтальпию питательной воды, которая в дальнейшем расчете принята равной 701 кДж/кг .

9. Определение расходов рабочего тела по элементам схемы. Определение производят на основе уравнений тепловых и материальных балансов. Необходимо выбрать порядок решения этих уравнений. Начинают с последнего по ходу питательной воды регенеративного подогревателя, поскольку расход питательной воды известен. Однако в данном примере определить расходы греющего пара на П6, Д5 и П4 сразу не удастся, так как эти потоки связаны с величинами дренажей из СПП. Поэтому поступим следующим об-

разом: обозначим расход пара после ЦВД турбины через X (см. рис. П.1) и будем решать балансные уравнения для элементов схемы в следующем порядке:

а) сепаратор (С)

$$D_C i_C^{др} + (X - D_C) i_C^0 = X i_{П1} \gamma_C, \quad (\text{П.8})$$

откуда $D_C = 0,1441 X$;

б) 1-я ступень пароперегревателя (ПП1)

$$(X - D_C) (i_{П1}^0 - i_C^0) = D_{П1} (i_1 - i_{П1}^{др}) \gamma_{П1}, \quad (\text{П.9})$$

откуда $D_{П1} = 0,0522 X$;

в) 2-я ступень пароперегревателя (ПП2)

$$(X - D_C) (i_{П2}^0 - i_{П1}^0) = D_{П2} (i_0 - i_{П2}^{др}) \gamma_{П2}, \quad (\text{П.10})$$

откуда $D_{П2} = 0,0605 X$;

г) подогреватель высокого давления (П6)

$$D_{п.в} (i_{П6}^K - i_{вх П6}^K) = D_{П6} (i_{П1} - i_{П6}^{др}) \gamma_{П6} + D_{П2} (i_{П2}^{др} - i_{П6}^{др}) \gamma_{П6}, \quad (\text{П.11})$$

откуда $D_{П6} = 32,9 - 0,0018 X$;

д) деаэратор (Д5)

$$D_d = D_{п.в} - (19 - 13) + D_{П1}^K = 1181,9.$$

Отсюда видно, что различие в расходах питательной воды и воды после деаэратора D_d связано с подсосом уплотняющей воды в питательном насосе и расходом воды на питание испарителя (см. рис. П.1).

Из уравнения материального баланса

$$D_d = D_{СМ2}^K + D_{ОВД}^K + D_{П6}^{др} - D_{ОЭ} + D_{ПП1} + D_{БПГ} + D_{Д5}, \quad (\text{П.12})$$

где $D_{П6}^{др} = D_{П2} + D_{П6}$; определяем расход основного конденсата в деаэратор $D_{СМ2}^K = 1125,9 - 0,1109 X - D_{Д5}$.

Чтобы избежать достаточно сложных преобразований при совместном решении уравнений, удобно задаться приращением энтальпии основного конденсата в смесителе 2 (СМ2): $\Delta i_{СМ2} = 6$ кДж/кг. После определения необходимых расходов эта величина подлежит проверке (см. подпункт «з»). Таким образом, $i_{СМ2}^K = i_{П4}^K + \Delta i_{СМ2} = 604$ кДж/кг. Расход конденсата через охладитель выпара деаэратора ($D_{ОВД}^K$) и энтальпия этого потока ($i_{ОВД}^K = 607$ кДж/кг) взяты из проекта турбоустановки.

Энтальпия потока после деаэратора (i_d^K) и энтальпия пара, отводимого на основной эжектор (i_d'), определяются давлением в деаэраторе.

Уравнение теплового баланса

$$D_d i_d^K + D_{ОЭ} i_d' = (D_{СМ2}^K i_{СМ2}^K + D_{ОВД}^K i_{ОВД}^K + D_{П6}^{др} i_{П6}^{др} + D_{ПП1} i_{П1}^{др} + D_{БПГ} i_{БПГ}^{др} + D_{Д5} i_{П1}) \gamma_{Д5}, \quad (\text{П.13})$$

откуда $D_{Д5} = 54,7 - 0,0145 X$;

е) подогреватель низкого давления 4 (П4)

$$D_{П4}^K (i_{П4}^K - i_{П3}^K) = D_{П4} (i_{П1} - i_{П4}^{др}) \gamma_{П4} + D_C (i_C^{др} - i_{П4}^{др}) \gamma_{П4} + D_{И} (i_{И}^{др} - i_{П4}^{др}) \gamma_{П4}, \quad (\text{П.14})$$

где $D_{П4}^K = D_{СМ2}^K - D_{П4}^{др}$ и $D_{П4}^{др} = D_{П4} + D_C + D_{И}$.

Отсюда $D_{П4} = 67,5 - 0,0158 X$;

ж) расход пара после ЦВД турбины определим из уравнения материального баланса ЦВД; он равен расходу пара на сепаратор:

$$X = D_0 - D_{\text{кл}}^{\text{пр}} - D_{\text{ПП2}} - D_1 - D_{\text{II}} - D_{\text{III}} - D_{\text{ЦВД}}^{\text{пр}}. \quad (\text{П.15})$$

Величины отборов ЦВД: $D_I = D_{\text{ПП1}} + D_{\text{БПГ}}$; $D_{\text{II}} = D_{\text{И}} + D_{\text{Б4}} + D_{\text{П6}} + D_{\text{Д5}} + D_{\text{СН}}$; $D_{\text{III}} = D_{\text{Б3}} + D_{\text{П4}}$.

Расчет дает $X = 879,3$ кг/с.

На основе соотношений, полученных выше, определяют по рассмотренным выше элементам схемы абсолютные значения расходов: $D_{\text{С}} = 126,7$; $D_{\text{ПП1}} = 45,9$; $D_{\text{ПП2}} = 53,2$, $D_{\text{П6}} = 31,3$; $D_{\text{Д5}} = 42,0$; $D_{\text{П4}} = 53,6$, которые вносим в строку 14 соответствующих столбцов табл. П1. Кроме того, $D_{\text{П4}}^{\text{др}} = 184,8$; $D_{\text{П4}}^{\text{к}} = 801,6$.

Количество пара, поступающего в цилиндр низкого давления (ЦНД), $D_{\text{ЦНД}}^{\text{О}} = X - D_{\text{С}} + D_{\text{кл}}^{\text{упл}} = 753,9$;

з) сместитель 2 (СМ2)

$$D_{\text{СМ2}}^{\text{к}} i_{\text{СМ2}}^{\text{к}} = D_{\text{П4}}^{\text{к}} i_{\text{П4}}^{\text{к}} + D_{\text{П4}}^{\text{др}} (i_{\text{П4}}^{\text{др}} + \Delta i_{\text{ДН2}}). \quad (\text{П.16})$$

Из расчета получаем $i_{\text{СМ2}}^{\text{к}} = 603,9$ кДж/кг, что хорошо отвечает ранее принятой величине. В случае значительного расхождения расчет пришлось бы повторить начиная с подпункта «д».

и) из уравнения теплового баланса охладителя дренажа 2-й ступени промпароперегревателя (ОД ПП2)

$$D_{\text{п.в}} (i_{\text{п.в}} - i_{\text{П6}}^{\text{к}}) = D_{\text{ПП2}} (i_{\text{ПП2}}^{\text{др}} - i_{\text{ОД ПП2}}^{\text{др}}) \gamma_{\text{ОД ПП2}} \quad (\text{П.17})$$

находим энтальпию питательной воды $i_{\text{п.в}} = 769,8$ кДж/кг, приняв $\Delta t_{\text{ОД ПП2}}^{\text{др}} = 12^\circ\text{C}$ и $i_{\text{ОД ПП2}}^{\text{др}} = 802$ кДж/кг, что соответствует заданному значению температуры питательной воды $t_{\text{п.в}} = 180,5^\circ\text{C}$;

к) подогреватель низкого давления 3 с охладителем дренажа (ПЗ + ОДЗ)

$$D_{\text{П4}}^{\text{к}} (i_{\text{П3}}^{\text{к}} - i_{\text{СМ1}}^{\text{к}}) = D_{\text{П3}} (i_{\text{IV}} - i_{\text{П3}}^{\text{др}}) \gamma_{\text{П3}}, \quad (\text{П.18})$$

где $i_{\text{СМ1}}^{\text{к}} = i_{\text{П2}}^{\text{к}} + \Delta i_{\text{СМ1}} = 401$ кДж/кг; $\Delta i_{\text{СМ1}} = 3$ кДж/кг (принято). Тогда $D_{\text{П3}} = 25,7$ (столбец 15);

л) подогреватель низкого давления 2 (П2)

$$D_{\text{П2}}^{\text{к}} (i_{\text{П2}}^{\text{к}} - i_{\text{П1}}^{\text{к}}) = D_{\text{П2}} (i_{\text{V}} - i_{\text{П2}}^{\text{др}}) \gamma_{\text{П2}} + D_{\text{П3}} (i_{\text{П3}}^{\text{др}} - i_{\text{П2}}^{\text{др}}) \gamma_{\text{П2}} + D_{\text{Б1}}^{\text{др}} (i_{\text{Б1}}^{\text{др}} - i_{\text{П2}}^{\text{др}}) \gamma_{\text{П2}} + D_{\text{СН}} (i_{\text{СН}}^{\text{др}} - i_{\text{П2}}^{\text{др}}) \gamma_{\text{П2}}, \quad (\text{П.19})$$

где $D_{\text{П2}}^{\text{к}} = D_{\text{П4}}^{\text{к}} - D_{\text{П2}}^{\text{др}}$; $D_{\text{П2}}^{\text{др}} = D_{\text{П2}} + D_{\text{П3}} + D_{\text{Б1}}^{\text{др}} + D_{\text{СН}} = D_{\text{П2}} + 79,1$; $D_{\text{Б1}}^{\text{др}} = D_{\text{Б1}} + D_{\text{Б2}} + D_{\text{Б3}} + D_{\text{Б4}}$.

После расчета имеем $D_{\text{П2}} = 49,4$ (столбец 17); $D_{\text{П2}}^{\text{к}} = 673,1$;

м) сместитель 1 (СМ1)

$$D_{\text{СМ1}}^{\text{к}} i_{\text{СМ1}}^{\text{к}} = D_{\text{П2}}^{\text{к}} i_{\text{П2}}^{\text{к}} + D_{\text{П2}}^{\text{др}} (i_{\text{П2}}^{\text{др}} + \Delta i_{\text{ДН1}}). \quad (\text{П.20})$$

Расчет дает $i_{\text{СМ1}}^{\text{к}} = 401,7$ кДж/кг, что неплохо соответствует ранее принятому значению (см. подпункт «к»);

н) подогреватель низкого давления 1 с охладителем дренажа (П1 + ОД1)

$$D_{\text{П2}}^{\text{к}} (i_{\text{П1}}^{\text{к}} - i_{\text{вх П1}}^{\text{к}}) = D_{\text{П1}} (i_{\text{VI}} - i_{\text{П1}}^{\text{др}}) \gamma_{\text{П1}} + D_{\text{ЦВД}}^{\text{упл}} (i_{\text{ЦВД}}^{\text{упл}} - i_{\text{П1}}^{\text{др}}) \gamma_{\text{П1}} \quad (\text{П.21})$$

Расчет дает $D_{\text{П1}} = 24,2$ (столбец 18);

о) баланс всех полученных расходов проверяют на основе уравнения материального баланса конденсатора. Расход рабочего тела после конденсатора

$$D_{\text{к}} = D_{\text{ЦНД}} + D_{\text{барб}} + D_{\text{ПН}}^{\text{пр}} + D_{\text{ПЦН}}^{\text{пр}} + D_{\text{ХВО}}^{\text{др}} + D_{\text{ОЭ}}^{\text{др}} + D_{\text{ЭУ}}^{\text{др}} + D_{\text{П1}}^{\text{др}}. \quad (\text{П.22})$$

Здесь $D_{\text{ОЭ}}^{\text{др}} = 1,9$ кг/с; $D_{\text{ЭУ}}^{\text{др}} = 0,9 + 1,1 = 2,0$ кг/с и имея в виду $D_{\text{П1}}^{\text{др}} = D_{\text{П1}} + D_{\text{ЦВД}}^{\text{упл}}$,

определим расход пара после ЦНД: $D_{\text{ЦНД}} = D_{\text{ЦНД}}^0 - D_{\text{IV}} - D_{\text{V}} - D_{\text{VI}} - D_{\text{ЦНД}}^{\text{пр}} = 642,5$ (столбец 19), где величины отборов ЦНД: $D_{\text{IV}} = D_{\text{Б2}} + D_{\text{ПЗ}}$; $D_{\text{V}} = D_{\text{Б1}} + D_{\text{П2}}$; $D_{\text{VI}} = D_{\text{П1}}$.
Из (П.22) получим $D_{\text{К}} = 734,5$ кг/с.

Зная $D_{\text{К}}$, определим расход основного конденсата через П1:

$$D_{\text{П2}}^{\text{К}} = D_{\text{К}} - D_{\text{ГЦН}} - D_{\text{ПН}} - D_{\text{ОВД}} = 673,1,$$

что совпадает с величиной $D_{\text{П2}}^{\text{К}}$, полученной в подпункте «л».

10. Внутренняя мощность турбины. Ее определяют как сумму мощностей отсеков турбины (табл. П.2).

Т а б л и ц а П.2

Расход пара через отсек D_i , кг/с	Температурный перепад H_i , кДж/кг	Внутренняя мощность $D_i H_i$, кВт
$D_1 = D_0 - D_{\text{КЛ}}^{\text{пр}} - D_{\text{ПП2}} = 1111,6$	$i_0 - i_1 = 124$	137 838
$D_2 = D_1 - D_1 = 1051,1$	$i_1 - i_{\text{II}} = 113$	118 774
$D_3 = D_2 - D_{\text{II}} = 949,2$	$i_{\text{II}} - i_{\text{III}} = 110$	104 412
$D_4 = D_3 - D_{\text{III}} - D_{\text{ЦВД}}^{\text{пр}} - D_{\text{С}} + D_{\text{КЛ}}^{\text{унпр}} = 753,9$	$i_{\text{ПП2}}^0 - i_{\text{IV}} = 128$	96 499
$D_5 = D_4 - D_{\text{IV}} = 720,3$	$i_{\text{IV}} - i_{\text{V}} = 112$	80 674
$D_6 = D_5 - D_{\text{V}} = 665,0$	$i_{\text{V}} - i_{\text{VI}} = 215$	142 975
$D_7 = D_6 - D_{\text{VI}} = 640,8$	$i_{\text{VI}} - i_{\text{К}} = 128$	82 022
		$W_i = \sum_{i=1}^7 D_i H_i = 763194$ кВт

Расчетная мощность на клеммах генератора

$$W_{\text{э.расч}} = (W_i - W_{\text{мех}}) \eta_{\text{Г}} = 750 084 \text{ кВт.}$$

Расход мощности на вращение самого турбогенератора $W_{\text{мех}} = 4000$ кВт и к.п.д. генератора $\eta_{\text{Г}} = 0,988$ (приняты).

Гарантированная электрическая мощность (по методике завода-изготовителя):

$$W_{\text{э}} = 0,98 W_{\text{э.расч}} = 735 082 \text{ кВт.}$$

11. Расход электроэнергии на привод насосов конденсатно-питательного тракта. К.п.д. электроприводов всех насосов принят следующим: $\eta_{\text{пр}} = 0,86$ (см. § IV.1):

а) питательный насос: $W_{\text{п.н}} = \Delta i_{\text{п.н}} D_{\text{п.в}} / \eta_{\text{пр}} = 14 869$ кВт;

б) конденсатный насос 1-го подъема:

$$W_{\text{к.н1}} = \Delta i_{\text{к.н1}} D_{\text{К}} / \eta_{\text{пр}} = 1452 \text{ кВт};$$

в) конденсатный насос 2-го подъема:

$$W_{\text{к.н2}} = \Delta i_{\text{к.н2}} D_{\text{К}} / \eta_{\text{пр}} = 2733 \text{ кВт};$$

г) дренажный насос ДН2:

$$W_{\text{ДН2}} = \Delta i_{\text{ДН2}} D_{\text{П4}}^{\text{др}} / \eta_{\text{пр}} = 365 \text{ кВт};$$

д) дренажный насос ДН1:

$$W_{\text{ДН1}} = \Delta i_{\text{ДН1}} D_{\text{П2}}^{\text{др}} / \eta_{\text{пр}} = 299 \text{ кВт.}$$

Суммарный расход электроэнергии та собственные нужды турбоустановки $W_{э.с.н.} = 19718$ кВт.

12. **Показатели тепловой экономичности.** Расход теплоты на производство электроэнергии турбоустановки $Q_э = Q_0 - Q_{внеш} = D_0(i_0 - i_{п.в}) - Q_{внеш} = 2181532$ кВт.

Удельный расход теплоты брутто по турбоустановке $q_э = Q_э/W_э = 2,969$ кВт/кВт.

Электрический к.п.д. брутто турбоустановки $\eta_э = W_э/Q_э = 33,7\%$.

Электрический к.п.д. нетто $\eta_э^{нт} = (W_э - W_{э.с.н.})/Q_э = 32,8\%$.

13. **Сравнение полученных результатов с показателями первоначального проекта турбоустановки.** Сравнение показывает, что электрическая мощность турбогенератора и удельный расход теплоты остались практически теми же. Повышение температуры питательной воды вследствие установки ПВД и отказ от каскадного слива дренажей ПНД в конденсатор улучшают тепловую экономичность. Однако это улучшение оказалось скомпенсированным увеличением температурных напоров в регенеративных подогревателях и ступенях промпароперегревателя. Величины минимальных температурных напоров в указанных теплообменниках выбирались на основе имеющихся результатов технико-экономических расчетов для условий: стоимость теплообменников, отнесенная к теплопередающей поверхности, 250—300 руб/м²; удельные расчетные затраты на электроэнергию 0,9—1,1 коп/кВт·ч.

Окончательный вывод о преимуществе рассмотренного в примере варианта схемы турбоустановки может быть сделан только при сравнении показателей *общей экономичности*, в частности годовых расчетных затрат по станции (см. § IV.4). Эти расчеты показали, что рассмотренный вариант обеспечивает экономию расчетных затрат более 500 тыс. руб/год на одну турбоустановку.

14. В заключение отметим, что если поставлена задача определения расхода пара на турбину при заданной электрической мощности $W_э$, то в этом случае чаще всего определяют доли расходов пара на элементы схемы от расхода пара на турбину ($\alpha_j = D_j/D_0$) и удельную внутреннюю мощность w_i турбины. Иными словами, расчет проводят на единицу расхода пара на турбину.

Рассчитав полную внутреннюю мощность W_i по заданной $W_э$, затем определяют $D_0 = W_i/w_i$; $D_j = \alpha_j D_0$. Такую задачу обычно решают при проектировании новой турбоустановки.

При расчете долей расходов пара часто оказывается сложным учесть потоки, заданные абсолютными значениями (расходы пара на теплофикацию при заданной мощности теплофикационной установки и на некоторые элементы вспомогательного оборудования). В этом случае можно задать величину расхода пара на турбину D_0' и затем пересчитать полученные значения внутренней мощности W_i' и расходов рабочего тела по элементам схемы D_j' по соотношениям $D_0 = W_i D_0' / W_i'$; $D_j = D_0 D_j' / D_0'$.

Величину D_0' желательно выбирать возможно ближе к ожидаемому результату. Для получения точных параметров схемы турбоустановки расчет необходимо повторить при полученном значении D_0 (как это сделано в приведенном примере).